



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV MECHANIKY TELES, MECHATRONIKY A
BIOMECHANIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND
BIOMECHANICS

AKTIVNÍ ŘÍZENÍ PŘEDPĚTÍ HLAVY OBRÁBĚCÍHO STROJE

ACTIVE PRELOAD CONTROL OF MACHINE TOOL HEAD

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. RUDOLF CYPRIAN

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. RNDr. Ing. TOMÁŠ BŘEZINA, CSc.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Rudolf Cyprian

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Mechatronika (3906T001)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Aktivní řízení předpětí hlavy obráběcího stroje

v anglickém jazyce:

Active Preload Control of Machine Tool Head

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

1. S použitím CAD modelu hlavy poskytnuté výrobcem TOSHULIN a.s. vytvořte
 - a) zjednodušený model hlavy jako vázané mechanické soustavy (MBS) a
 - b) zjednodušený LTI model hlavy.
2. Navrhněte způsob aktivního řízení předpětí hlavy.
3. Navrhněte a do modelů zaveďte prvky řízení.
4. Vyhodnoťte dosažený kompenzační efekt ve frekvenční i časové oblasti.

Cíle diplomové práce:

Získat podklady pro strategické rozhodnutí výrobce o využití navrženého způsobu kompenzace.

Seznam odborné literatury:

ABELE, E.; ALTINTAS, Y.; BRECHER, C.: Machine tool spindle units, CIRP Annals - Manufacturing Technology, Vol. 59, No. 1, 2010, pp.781–802, ISSN 0007-8506.

Vedoucí diplomové práce: doc.. RNDr. Ing. Tomáš Březina, CSc.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013

V Brně: 14. 12. 2012



prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.

Ředitel ústavu

Prof. RNDr. Miroslav Doupovec, 0CSc., dr. H. c.

Děkan fakulty

Abstrakt

Tato diplomová práce představuje formu aktivního řízení předpětí modelu obráběcí hlavy dodané společností TOSHULIN, a.s. Dále představuje tvorbu modelů od dokonale tuhých přes pružná tělesa až po vytvoření multi-body systému s řízením. Cílem této práce je vytvořit aktivní řízení pomocí piezo-aktuátorů pro zjednodušený lineární model obráběcí hlavy.

Pro vytvoření modelů byly použity programy SolidWorks 2011, ANSYS 13 Classic a MSC Adams a pro vytvoření řízení byl použit program Matlab/Simulink.

Klíčová slova

Předpětí, Piezo, ANSYS, MSC Adams, Matlab, Simulink, Model, Řízení, Co-simulace

Abstract

This Master's Thesis introducing active preload control of machine tool head supported by a company TOSHULIN, a.s. It presents a way of creating models from rigid body models to flexible bodies and finally to multi-body systems with control loop. The goal of this thesis is create active preload control using a piezo-stack system for simplified linear model of machine tool head.

Keywords

Preload, Piezo, ANSYS, MSC Adams, Matlab, Simulink, Model, Control, Co-simulation

Bibliografická citace mé práce:

CYPRIAN, R. *Aktivní řízení předpětí hlavy obráběcího stroje*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 57 s. Vedoucí diplomové práce doc. RNDr. Ing. Tomáš Březina, CSc..

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně na základě pokynů a připomínek vedoucího práce a že jsem všechny použité literární a internetové zdroje uvedl v seznamu použité literatury.

V Brně dne: 24. 05. 2013

.....


Poděkování

Chtěl bych poděkovat všem, kteří mi pomohli při vypracování této diplomové práce. Především bych rád poděkoval vedoucímu své práce prof. RNDr. Ing. Tomášovi Březinovi, CSc. za rady a pomoc a taky Ing. Janovi Větiškovi, Ph.D. za cenné instrukce a Ing. Zdeňkovi Hadašovi, Ph.D. za jeho rady.

Obsah

1	Úvod	9
2	Úvod do problematiky a analýza problému	10
2.1	Současný stav	10
3	Tvorba modelů	14
3.1	SolidWorks	16
3.1.1	Původní model	16
3.1.2	Zjednodušený model	18
3.2	ANSYS Classic	19
3.2.1	Volba nastavení a parametrů	19
3.2.2	Vytvoření modelů	20
3.2.3	Ložisko	22
3.2.4	Spider Web	22
3.3	MSC Adams	25
3.3.1	Vazby těles	25
3.3.2	Určení tuhosti ložisek	27
3.3.3	Určení tlumení ložisek	27
3.3.4	Vstupní parametry a pracovní oblast	28
3.3.5	Ložisko vytvořené v programu ANSYS 13	29
3.3.6	Ložisko vytvořené v programu MSC Adams	29
3.3.7	Problematiky nahrazení kuliček pružinami	32
3.3.8	Adams/Machinery	35
3.3.9	Ložisko vytvořené v toolbox-u Adams/Machinery	35
3.3.10	MSC Adams/Control	37
3.3.11	Adams/Vibration	39
4	Řízení – Matlab/Simulink	40
4.1.1	Redukce	40
4.1.2	Piezo-aktuátor	41
4.1.3	PID Tuner	42
4.1.4	Simulink	43
4.1.5	Vyhodnocení modelu v časové oblasti	45
4.1.6	Vyhodnocení modelu ve frekvenční oblasti	51
5	Závěr	53

Seznam použitých symbolů.....	54
Bibliografie.....	55
Přílohy	57

1 Úvod

V dnešní době je při návrhu obráběcích strojů kladen požadavek na to, aby daný stroj byl schopen pracovat při různých rychlostech vřeten. Tím se chce dosáhnout zvýšení efektivity při obrábění, zvětšení pracovního rozsahu stroje změnou otáček, zvýšení kvality a přesnosti povrchu obrobku, zvýšení tuhosti systému a prodloužení životnosti ložisek.

Klíčovými komponentami pro návrh vysokootáčkových obráběcích strojů se širokým rozsahem pohybu jsou ložiska nejčastěji s kosoúhlým stykem a užití předpětí.

Vhodně zvolené předpětí prodlužuje životnost ložiska, zvyšuje tuhost systému, zvyšuje vlastní frekvence, snižuje hluk,... atd. Regulací předpětí snižujeme také tření a teplo.

V dnešní době se už bez simulačních programů neobejdeme, protože nám usnadňují práci v mnoha směrech a jejich co-operace je klíčová v návrzích a výpočtech modelů.

Společnost TOSHULIN, a.s. poskytla pro tuto práci geometrii reálné hlavy obráběcího stroje.

2 Úvod do problematiky a analýza problému

Důležitou součástí návrhu konstrukce obráběcích strojů je volba ložisek, které ovlivňují charakteristiku celého systému. Nejčastěji používanými ložisky jsou, díky jejich ceně a vysoké přesnosti, jednořadá kuličková ložiska s kosoúhlým stykem. Tato ložiska je však nutno předepnout abychom snížili jejich axiální vůli a dodrželi konstantní kontaktní úhel.

Volba předpětí závisí na konstrukčním řešení a většinou se konstruktéři řídí hodnotami doporučenými výrobcem, jejichž splnění odpovídá požadavkům na správnou funkci stroje při nízkootáčkovém obrábění. Toto už ale neplatí u vysokootáčkového obrábění, kdy se začíná projevovat působení odstředivé síly, která deformuje součásti v radiálním směru. Pouhé zvýšení aplikovaného předpětí by mělo za následek zvýšení tření, nárůst teploty a poškození ložiska.

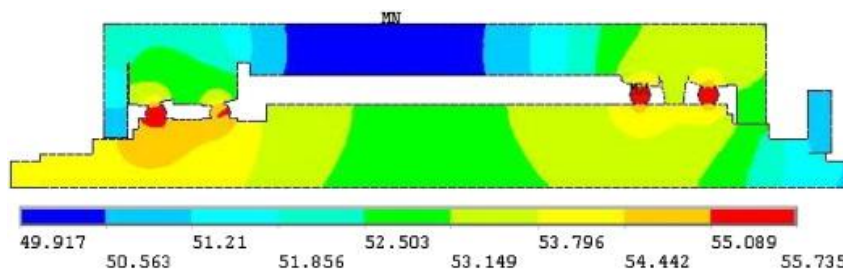
Všeobecně se používá malé předpětí pro vysoké otáčky a dokončovací obrábění a velké předpětí pro malé otáčky a hrubé obrábění. Z předchozí věty vyplývá, že při vysokém předpětí bude mít vřetenou vysokou tuhost a naopak při nízkém předpětí se nezničí ložisko vlivem vysokých otáček a odstředivé síly.

Předpětí pro nízké otáčky získáme z únavové životnosti ISO 281/1

$$L_{10} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{F_r}{P_r} \right)^\varepsilon, \quad (2.1.)$$

kde $P_r = XF_r + YF_a$; hodnoty X a Y udává výrobce a parametr $\varepsilon = 3$ pro kuličková ložiska.

Pro vysoké otáčky určujeme velikost předpětí za pomoci MKP metod [1] nasimulováním distribuce tepla v systému. Nejvyšší teplotu budou mít kuličky ložiska díky tření.



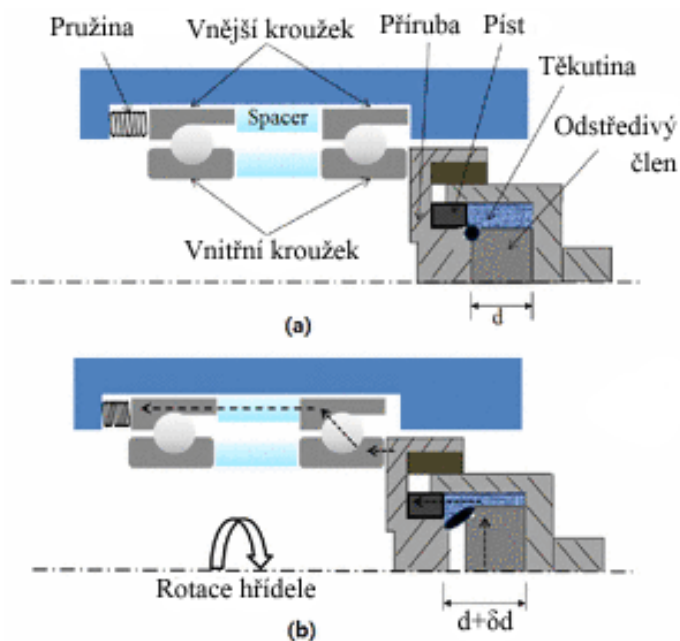
Obr. 1: Šíření tepla v obráběcím stroji [1]

2.1 Současný stav

V současné době se používá několik druhů řízení předpětí. Některé, jako hydraulické předpětí a pneumatické předpětí, nabízejí přímo výrobci. Jiné, jako předpětí pomocí piezo-aktuátorů, elektro-magnetů a předpětí vyvolané odstředivými silami, jsou intenzivně studovány.

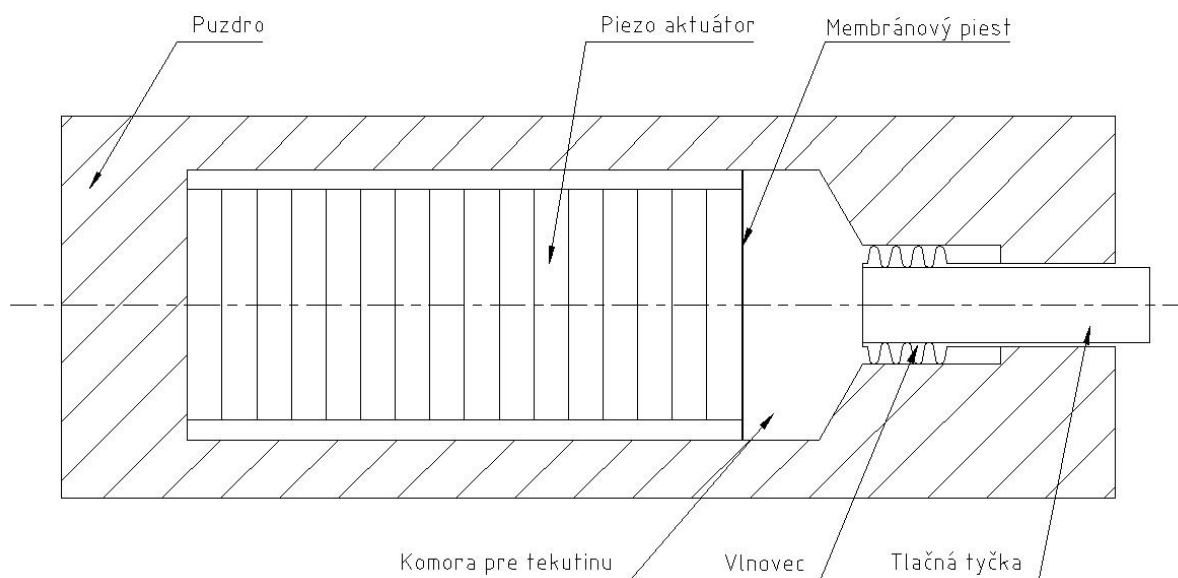
Zařízení využívající hydraulický systém (*Obr. 2*) předpětí disponují velkou operační plochou a velkými silami. Jsou ale podstatně dražší na údržbu a součástky. Dále je obtížné přesně definovat závislost mezi otáčkami a předpětím [2].

Zařízení využívající pneumatický systém dokážou vyvolat pouze malé síly, mají pomalou odezvu ale rozumnou přesnost.



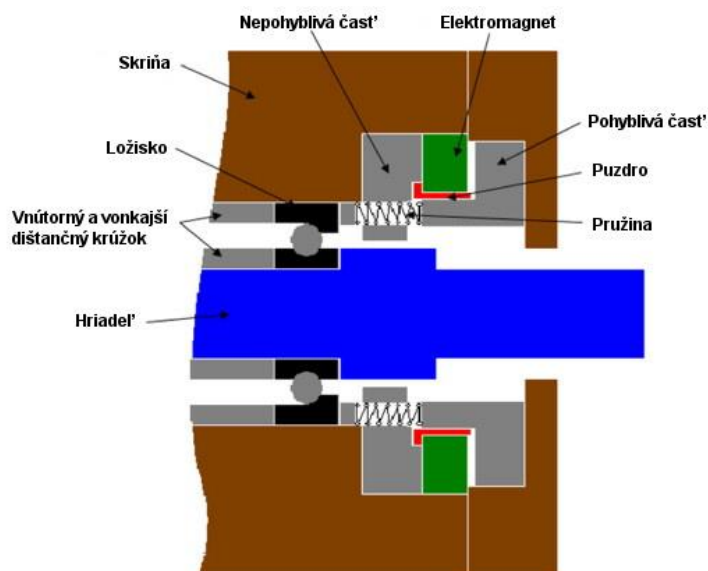
Obr. 2: Předpětí ložisek pomocí hydrauliky [2]

Systém aktivního řízení předpětí využívající piezo-aktuátory (*Obr. 3*) má malou plochou působnosti, sníženou opakovatelnost kvůli hysterezi a nezanedbatelný efekt stárnutí. Naopak jsou nepřekonatelné v rychlosti odezvy, v stupni miniaturizace a energetické efektivity [3].

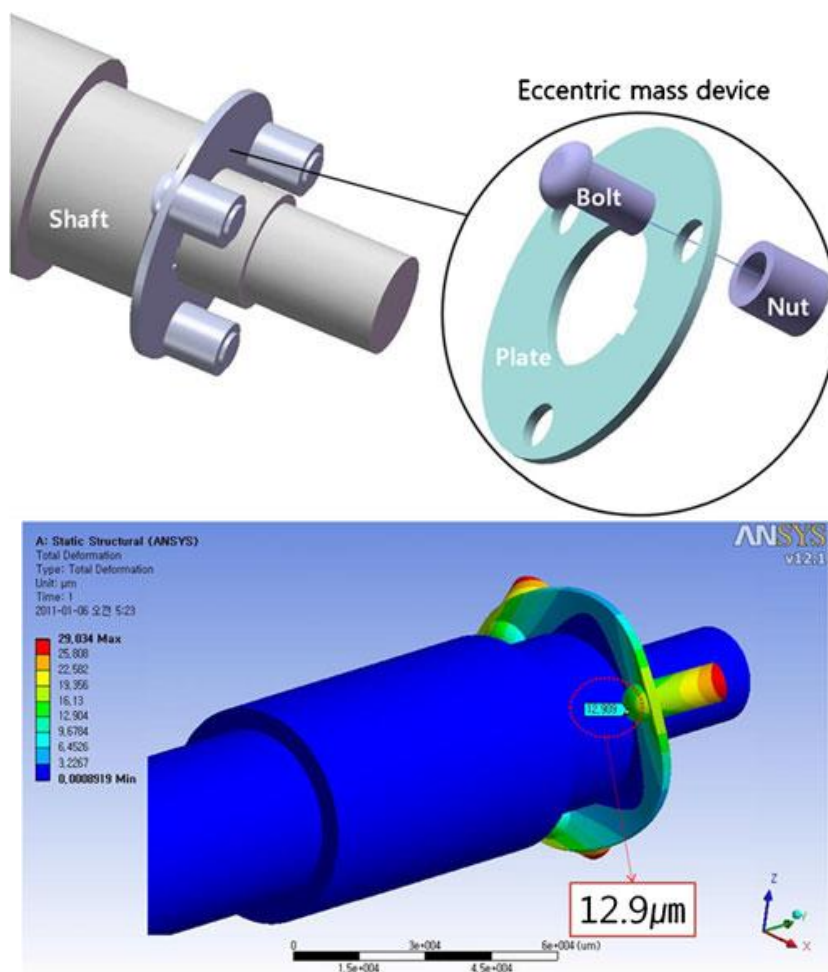


Obr. 3: Předpětí využívající piezo-elektrický princip [7]

Systémy aktivního řízení využívající princip elektromagnetismu (*Obr. 4*) trpí nedostatečnou přesností kvůli magnetizaci okolních součástí a musí se zamezit vniknutí třísky do systému. Ale netrpí téměř žádným zpožděním při změnách nastavení [4].



Obr. 4 Předpětí vyvolané pomocí elektromagnetu [7]



Obr. 5: Předpětí využívající odstředivé síly [5]

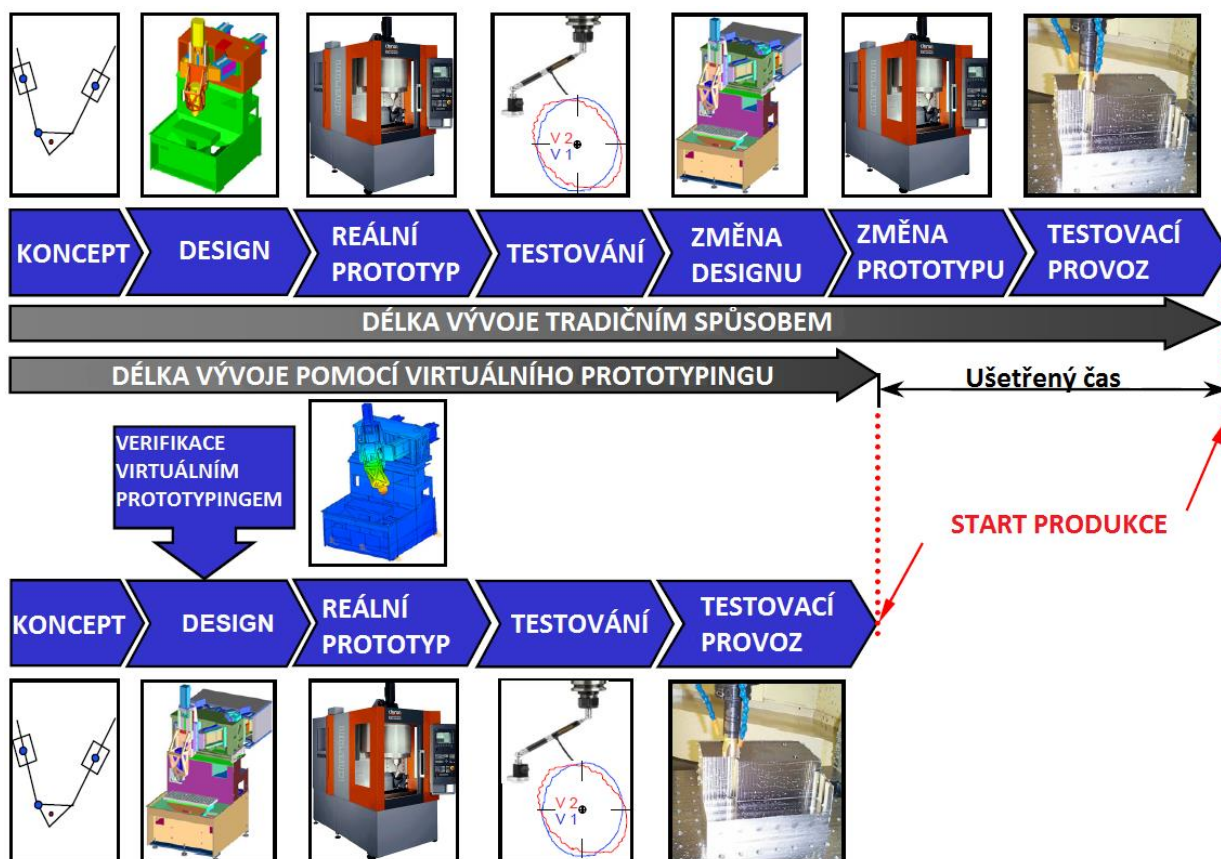
Systémy využívající odstředivou sílu [5], [6] (*Obr. 5*) na vytvoření předpětí mají komplexní mechanismus, který trpí značnou mrtvou zónou, než se projeví působení odstředivé síly. Vytvoření takového modelu je časově náročné. Tyto systémy ale dokážou zredukovat finanční a energetickou náročnost provozu.

Další možnosti předpětí a hlubší rozbor problematiky je vysvětleno v [7] and [8].

3 Tvorba modelů

V současnosti si výrobci strojů nemohou dovolit časově a finančně náročnou výrobou a testování prototypů, aby zjistili, jaké jsou jejich nedostatky a optimalizovali parametry a design. Namísto toho se využívá moderní postup zvaný virtuální prototyping, poskytuje nejen finanční, ale i časovou úsporu, která by byla jinak věnována testování a inovaci fyzických prototypů. Virtuální prototyp stroje je počítačový simulační model, který může být jednoduše analyzován a testován jako reálný prototyp.

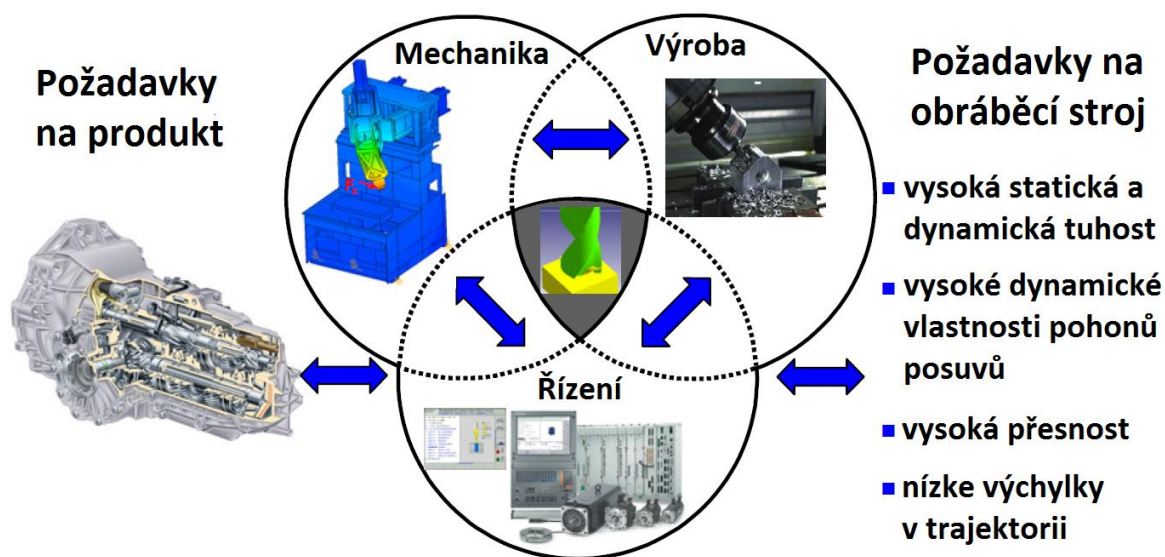
Postupné zdokonalování virtuálního modelu a jeho testování v průběhu vývoje než se dosáhne požadovaných vlastností, šetří čas a stojí podstatně méně. (Obr. 6)



Obr. 6: Vývoj pomocí virtuálního prototypingu [9]

Právě pomocí virtuálního prototypingu je možné simulovat kinematiku, statické a dynamické chování celého systému i s využitím simulací obráběcích operací. Díky tomu je možné vytvořit několik variant návrhů a zlepšovat je než se dosáhne optimálního prototypu, který vyhovuje zadaným požadavkům nejlépe.

Moderní obráběcí stroj je komplexní mechatronický systém. (Obr. 7)



Obr. 7: Mechatronický přístup k modelování [9]

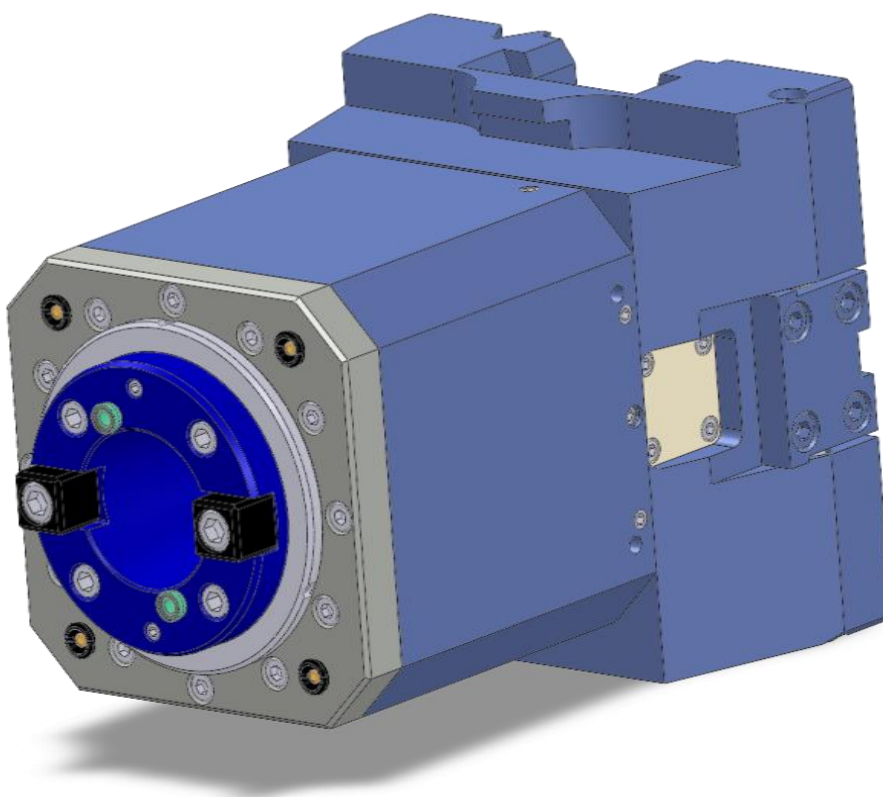
Nyní zavedeme několik předpokladů pro tvorbu modelů:

- Model je axisymetrický, zanedbáme všechny díry, skosení, zaoblení, mikrostruktury.
- V okamžiku, kdy se ložisko dostane do vysokých otáček, se teplo šíří do všech směrů rovnoměrně a teploty na kuličkách ložiska jsou stejné.
- Zanedbáváme tepelné vyzařování do okolitého prostředí.
- Pro účel zjednodušeného modelu ložiska předpokládáme konstantní stykový úhel a konstantní tuhost ložiska, kdy nahradíme kuličky ložiska pružinami.
- Vnitřní a vnější kroužek ložiska jsou dokonale tuhé.
- Kontaktní plocha mezi kuličkou a kroužky ložiska je malá.

3.1 SolidWorks

3.1.1 Původní model

Model hlavy, který byl dodán společností TOSHULIN, a.s. (*Obr. 8*) je pro simulaci příliš složitý (*Obr. 9*), protože by to bylo nerealizovatelné a některé součástky nemají žádný vliv na chování celkového modelu. Proto se přistoupilo k tvorbě zjednodušeného modelu (*Obr. 10*), který je stále schopen dostatečně přesně popsat chování systému. Vytvořený model se skládá ze složeného hřídele (tmavě modrá a světle modrá), upínače nástroje s ISO kuželem, a nástroje. Dále byla v modelu použita dvě zadní ložiska (červená barva, *Obr. 10*) zredukované na jedno ložisko, a jedno přední ložisko (zelená barva, *Obr. 10*). Druhé přední ložisko (fialová barva, *Obr. 10*) bylo odstraněno a nahrazeno distančním kroužkem, ve kterém budou uloženy piezo-aktuátory.



Obr. 8: Model hlavy dodaný společností TOSHULIN



NEVEŘEJNÝ

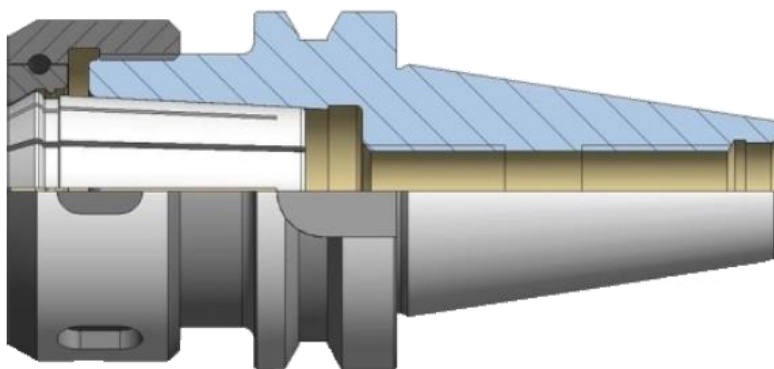
Obr. 9: Model hlavy



NEVEŘEJNÝ

Obr. 10: Zjednodušený model hlavy

Z rozměrů získaných z dodaného modelu byl vybrán z katalogu kleštinový upínač s ISO50 kuželem (*Obr. 11*). A jako model nástroje (*Obr. 12*) byl použit válec.



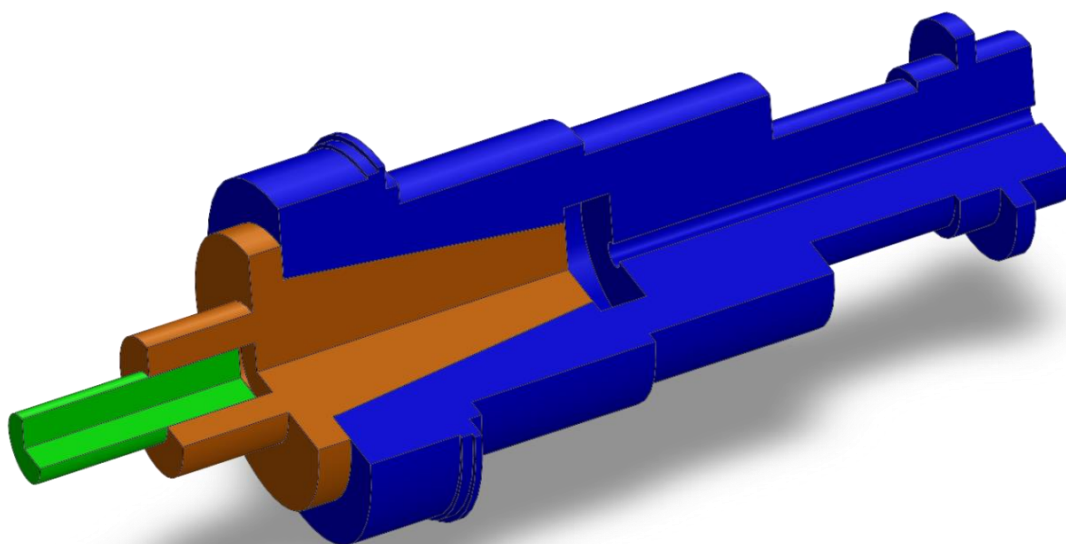
Obr. 11: Kleštinový upínač s ISO50 kuželem [10]



Obr. 12: Dvoubřitý nástroj a jeho schéma

3.1.2 Zjednodušený model

Z těchto součástí byla vytvořena zjednodušená sestava (*Obr. 13*) v programu SolidWorks 2011, která byla využita pro další modelování. Geometrie těles byla z velké části zachována. Při tvorbě tohoto modelu byly zachovány hlavní rozměry, zkosené, zaoblení, zápichy nemají na simulaci vliv a jsou považovány za nepodstatné.



e

Obr. 13: Sestava zjednodušeného modelu

3.2 ANSYS Classic

Jednotlivé části byly postupně namodelovány pomocí metody konečných prvků (MKP) v programu ANSYS 13 Classic. Modely těles byly nainportovány z programu SolidWorks 2011 ve formátu Parasolid (*.x_t). Tento formát přenáší jenom geometrii modelu, nikoliv informace o hmotnosti, těžišti a jiných fyzikálních vlastnostech ale zachovává rozměry.

Metoda konečných prvků (MKP) slouží k tomu, aby se model reálného tělesa rozdělil na prvky (které jsou spolu pevně spojeny okrajovými body), ve kterých se zkoumá deformace a z deformace napětí. Jestli bude pružné těleso složeno ze zbytečně velkého množství prvků, prodlouží se doba výpočtu. Na druhou stranu, v místech koncentrace napětí (rádius) je nutné mít dostatečně hustou síť, aby bylo možné zjistit, jak velké jsou hodnoty napětí. Proto je výsledná složitost modelu na uvažování.

Nejdůležitějšími výsledky konečné prvkové analýzy jsou:

- Deformace při zatížení, výchylky vodících drážek, reakční síly,...
- Lineární normálové módy vibrací
- Flexibilita frekvenční odezvy
- Šíření napětí
- Šíření tepla a tepelná deformace

3.2.1 Volba nastavení a parametrů

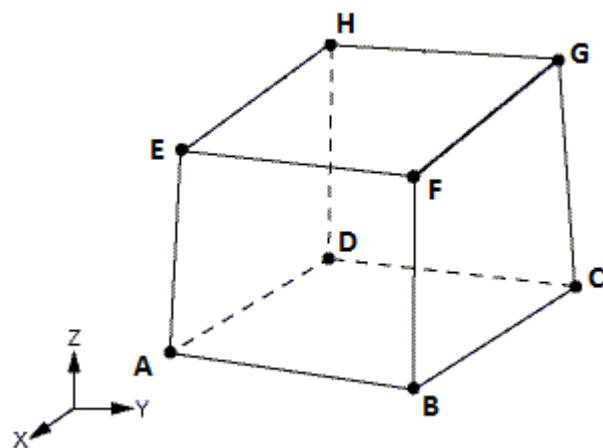
Na základě konzultace s odborným pracovníkem společnosti TOSHULIN, byl modelům přiřazen vhodný materiál a zvolen typ prvků, jimiž má být tvořena konečněprvková síť na modelu.

Jako materiál byl použit lineární izotropní materiál s parametry konstrukční oceli (Tab. 1). Prvkem, použitým k tvorbě výpočtového modelu je SOLID 185 (*Obr. 14*), který je vhodný pro tvorbu prostorových modelů. SOLID 185 je tvořen 8 uzly (A-H), každý z nich má tři stupně volnosti (translace v osách x, y, z).

Hustota [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]	7850
Modul pružnosti v tahu [Pa]	2,1E11
Poissonovo číslo [-]	0,3

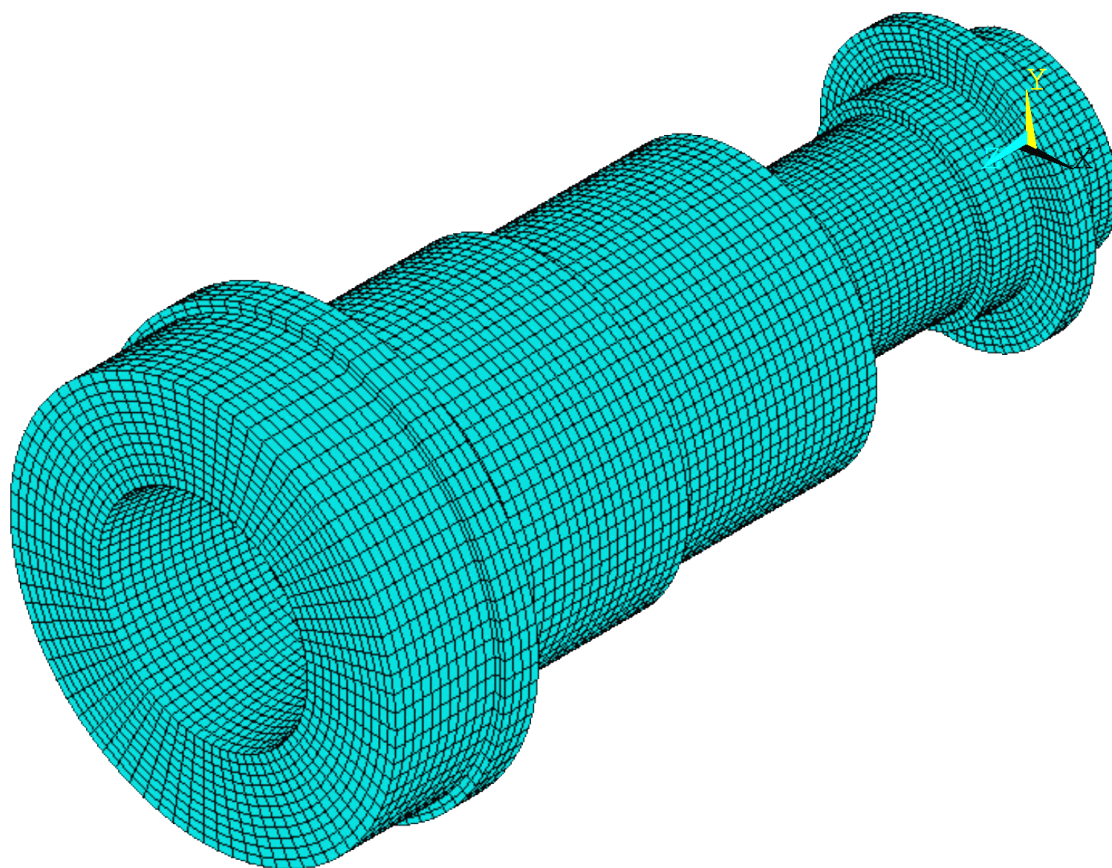
Tab. 1: Parametry použitého materiálu

Při tvorbě sítě byla zvolena globální velikost prvku, jež byla aplikována na všechny části modelu. K vytvoření pravidelné sítě bylo použito příkazu “Sweep”

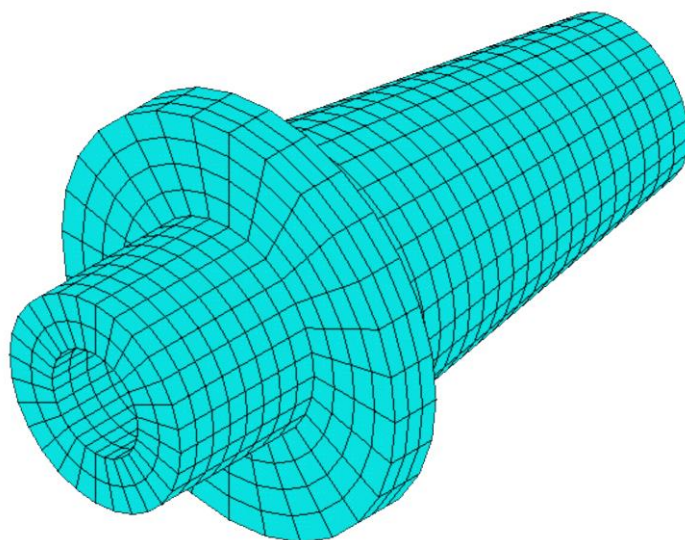


Obr. 14: Schéma prvku SOLID 185

3.2.2 Vytvoření modelů

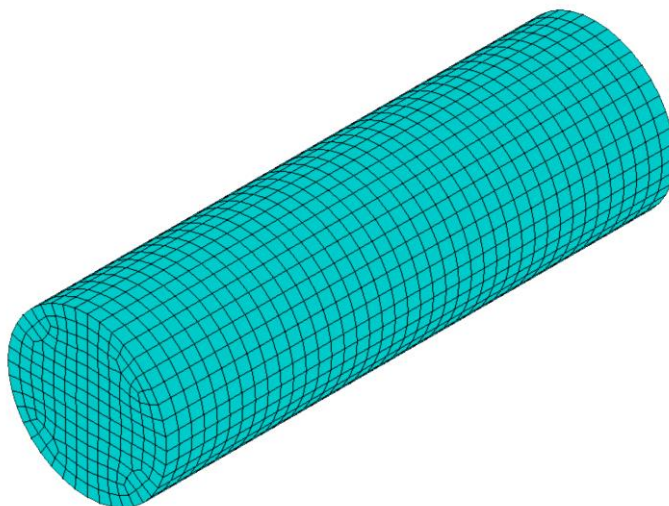


Obr. 15: MKP model hřídele



Obr. 16: MKP model kleštinového upínače

Pro model upínacího kužele (Obr. 16) byly použity podklady a parametry od výrobce [10]



Obr. 17: MKP model nástroje

Pro vytvořené modely byla provedena modální analýza, z níž byly určeny vlastní frekvence jednotlivých částí. Prvních 6 frekvencí je zobrazeno v Tab. 2. Z tabulky je patrné, že, první vlastní frekvence všech modelů je poměrně vysoká.

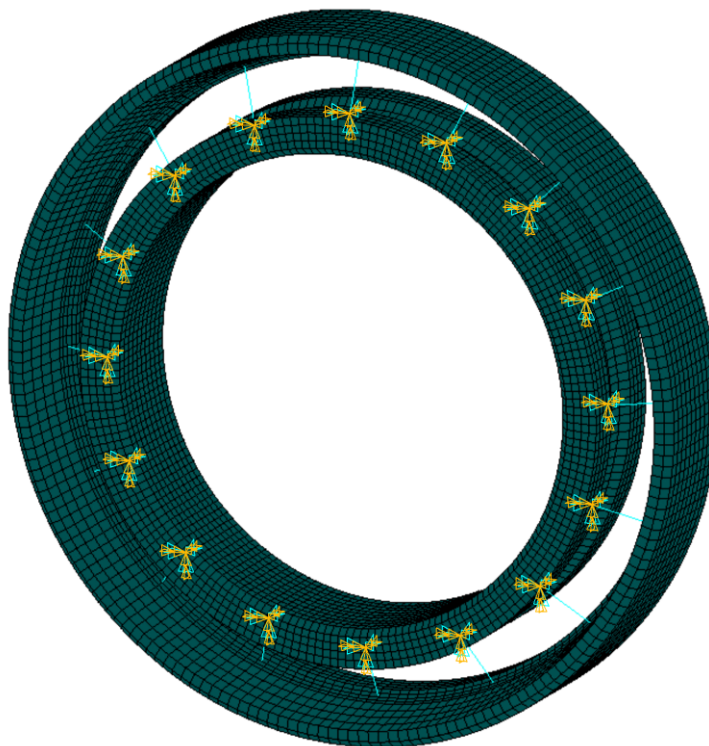
~~NEVEŘEJNÁ~~

Tab. 2: Nejnížší vlastní frekvence modelů

3.2.3 Ložisko

Dále bylo v programu ANSYS vytvořen model ložiska (*Obr. 18*), (vnitřní a vnější kroužek), v němž bylo 16 kuliček nahrazeno 16-ti pružnými pruty. Žádný univerzální způsob jak určit parametry ložisek není znám a výrobce neodpověděl na žádost o poskytnutí matice tuhosti. Proto byla po konzultaci s odborným pracovníkem společnosti TOSHULIN,a.s. a vedoucím diplomové práce zvolena hodnota statické tuhosti ložiska $k = 1E7 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$. Statická tuhost ložiska je jediným parametrem, který lze poměrně snadno změřit. Další teoretické podklady k problematice ložisek lze najít v [11]

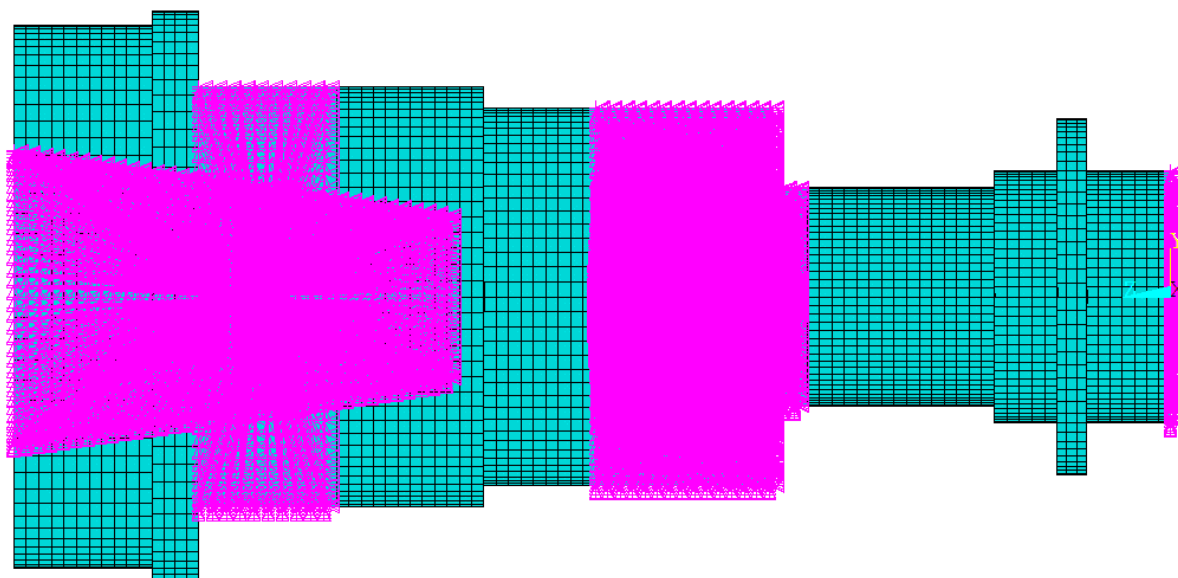
Na vytvoření pružin v modelu byl použitý stavební prvek COMBIN14, který se používá právě na modelování pružin. Pružiny jsou na vnitřním a vnějším kroužku spojeny s ostatními uzly pomocí příkazu “Coupling Coincidence Nodes”, který spojí uzly v daném okolí s uzlem pružiny. Tenhle výpočtový model se ukázal být nefunkční, pro program MSC Adams. Proto byli, jako alternativa, namodelovány pouze kroužky a pružiny byly doplněny až v programu MSC Adams (*Obr. 23-24*). Stykové plochy pružin a kroužků netvořili body (uzly) ale malá plocha, na kterou působí zatížení (*Obr. 25*).



Obr. 18: MKP model ložiska

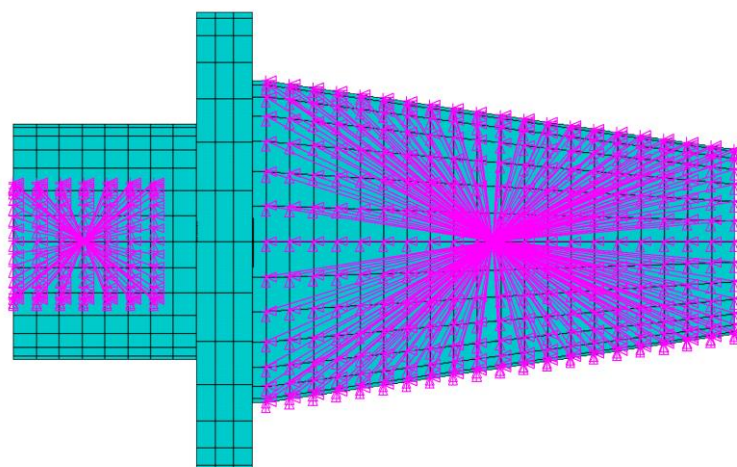
3.2.4 Spider Web

Aby bylo možné v programu MSC Adams s tělesy dále pracovat jako s pružnými a zabezpečit zachování přesné geometrie, bylo nutné do modelů zahrnout také “Spider Web.” Tato úprava je nutná, protože MSC Adams dokáže aplikovat sílu nebo vazbu jenom na bod, který se nazývá “Interface point”. Spider web vytvoří interface point, který spojí s každým uzlem nehmotnými pruty, čímž vznikne plocha, která bude dokonale tuhá, avšak bude prostřednictvím tohoto bodu správně přenášet zatížení na těleso.



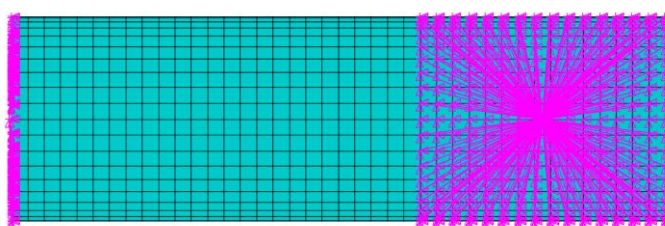
Obr. 19: Vytvoření “Spider web-u” na hřídeli

Na hřídeli (*Obr. 19*) jsou vytvořeny interface point-y pro (zleva) spojení upínače s hřídelem, přední kosoúhlé ložisko, spojená dvě zadní ložiska a pro planární vazbu jako působiště otáček.



Obr. 20: Vytvoření “Spider web-u” na kleštinovém upínači

Na upínači (*Obr. 20*) jsou vytvořeny dva interface point-y pro (zleva) spojení nástroje a upínače a pro spojení upínače s hřídelem.



Obr. 21: Vytvoření “Spider web-u” na nástroj

Na nástroji (*Obr. 21*) jsou vytvořeny dva interface point-y pro (zleva) působíště síly od obrábění a pro spojení nástroje s upínačem.

Pro vytvoření Spider web byl použit příkaz CERIG, který spojuje body pomocí rovnic, nikoli pomocí elementů.

Modely s vytvořenými interface pointy pro ložiska, síly a vazby byly použity v programu MSC Adams.

Na vytvoření propojení programu ANSYS a MSC Adams slouží v modelovacím prostředí ANSYS 13 Classic příkaz v menu Solve “Adams Connection”, který vytvoří soubor *.mnf

3.3 MSC Adams

MSC Adams je program, který umožňuje spočítat dynamiku Multi-Body systému a spolupracuje s programem Matlab/Simulink, jehož prostřednictvím mohou být v každém kroku výpočtu měněny vstupní veličiny modelu a zároveň snímány výstupní veličiny modelu.

Pro prvotní hrubý odhad kinematiky a statického chování může být model sestaven z dokonale tuhých těles. To umožní rychlou predikci chování a usnadní výběr aktuátorů. Dokonale tuhá tělesa mají zadanou hmotnost a momenty setrvačnosti. Tělesa se importují převážně z 3D modelů ve formátech IGES, STEP a Parasolid.

V programu MSC Adams byla znovu vytvořena sestava z pružných těles namodelovaných v programu ANSYS, a byli na ni aplikované jak vazby tak zatížení na daných místech.

3.3.1 Vazby těles

Vytvoření dokonale pevného uložení (vazby) mezi tělesy nabízené programem MSC Adams není vhodné, protože toto uložení má vlastnosti vetknutí, (to znamená, že zamezí pohyb ve všech 6 stupních volnosti, což není reálné spojení těles a mohlo by způsobit nepřesnosti v modelu). Na základě článku [12] byly vazby mezi tělesy vytvořeny pomocí prvku "BUSHING". Tento příkaz vytvoří bodovou vazbu mezi tělesy, která umožňuje pohyblivé uložení s možností nastavení tuhosti a tlumení ve všech stupních volnosti (translace x , y , z a rotace φ_x , φ_y , φ_z). Prvek BUSHING byl použit i při nahrazení modelu zadních ložisek.

Pro jednoduchost návrhu byly všechny parametry uvažovány jako statické. Díky absenci měření na reálném stroji, musely být požadované parametry odhadnuty přibližně na základě teoretických a praktických zkušeností konstruktérů obráběcích strojů a konzultací s odborným pracovníkem společnosti TOSHULIN.

Stykové tuhosti vazeb byly vypočteny pomocí vztahů z [13], které vyjadřují závislosti stykových ploch, stykových tuhostí jednotlivých materiálů a opracování na výsledné tuhosti spoje.

Pro výpočet translačních tuhostí k_f

$$k_f = 2 \cdot l \cdot D_e \cdot k_{sn}, \quad (3.1.)$$

kde l je délka spoje, D_e je ekvivalentní průměr, který se vypočítá podle (2) a koeficient k_{sn} je hodnota stykové tuhosti.

Ekvivalentní průměr se stanoví ze vztahu

$$D_e = \pi \cdot \frac{d}{4}, \quad (3.2)$$

kde d je průměr stykové plochy válce.

Pro výpočet rotačních tuhostí k_φ , je využito vzathu

$$k_\varphi = \frac{1}{6} \cdot D_e \cdot l^3 \cdot k_{sn} , \quad (3.3)$$

Pro účely diplomové práce byla pro ocel s broušeným povrchem použita hodnota $1 \text{ MPa} \cdot \mu\text{m}^{-1}$

Na způsobu upnutí nástroje s upínačem závisí i stykové plochy. Jelikož nebyl zadán konkrétní způsob upnutí nástroje, byl pro jednoduchost zvolen válcový tvar stykové plochy. Tento tvar je spíš učebnicovým příkladem, protože neodpovídá žádné reálné vazbě ale pro účely simulace je postačující. Materiál a povrch stykových ploch byl zvolen po konzultaci s odborným pracovníkem společnosti TOSHULIN, a.s. a to jako - ocel s broušenými stykovými plochami.

Pro spojení nástroj – ISO kužel platí

$$D_e = \pi \cdot \frac{0,025}{4} = 0,019635 \text{ m} , \quad (3.4)$$

$$k_f = 2 \cdot 0,03 \cdot 0,019635 \cdot 1 = 1,178 \text{ E9 Nm} , \quad (3.5)$$

pro l byla zvolena hodnota 30 mm, která reprezentuje část nástroje, který je upnut

$$k_\varphi = \frac{1}{6} \cdot 0,019635 \cdot 0,03^3 \cdot 1\text{E12} = 88,357 \text{ E3 Nm/rad} . \quad (3.6)$$

Pro stanovení stykové plochy ISO kužele, kdy kuželovitost upínače a díry není ta samá kvůli tolerancím a snadnému nasazování nebo odnímaní je možné podle [13] tento typ spojení pro simulace považovat za dokonalé spojení dvou kuželových ploch.

Pro ISO kužel – hřídel platí

$$D_e = \pi \cdot \frac{0,054268}{4} = 0,042622 \text{ m} , \quad (3.7)$$

Breník, Pič [13] však neuvádějí výpočet ekvivalentního průměru. Proto byla hodnota d zvolena jako střední průměr.

$$k_f = 2 \cdot 0,1 \cdot 0,042622 \cdot 1 = 8,5244 \text{ E9 Nm} , \quad (3.5)$$

pro l byla hodnota zvolena 100 mm, která reprezentuje část kužele, který je upnut

$$k_{\varphi} = \frac{1}{6} \cdot 0,042622 \cdot 0,1^3 \cdot 1E12 = 7,104 E6 \text{ Nm/rad} . \quad (3.9)$$

Hodnoty vypočtené v těchto vztazích platí pouze při působení síly kolmé k ose spoje. Pro zjednodušení budeme uvažovat součásti za symetrické a hodnoty parametrů za stejné pro osy x a y. Pro osu z budeme v rámci zjednodušení uvažovat spoje za téměř dokonale tuhé. V programu ADAMS nelze zadat nekonečně velké hodnoty, a proto byly vloženy hodnoty o několik řádů vyšší, než je nejvyšší řád tuhosti

~~NEVEŘEJNÁ~~

Tab. 3: Hodnoty tuhostí vazeb a zadního ložiska.

3.3.2 Určení tuhosti ložisek

V modelu obráběcí hlavy jsou 4 ložiska, kde jak přední 2 tak zadní dvě ložiska tvoří pár. Jak už bylo řečeno v kapitole 3.1, zůstal jen jeden zadní pár ložisek, které třeba nahradit příkazem BUSHING. Obě ložiska byla zredukována na jednu vazbu typu BUSHING s dvojnásobnou tuhostí. Tuhost ložiska ve všech směrech byla podle konzultace s odborným pracovníkem společnosti TOSHULIN a vedoucím práce nastavená na hodnotu $k = 1E7$.

3.3.3 Určení tlumení ložisek

Tlumení je jeden z parametrů pohybové rovnice a je velmi obtížné získat jeho velikost, protože je to poměrně finančně náročné a dále je zde problém s následnou verifikací výsledků.

Teoreticky je možné, na základě známých hmotností a tuhostí, získat tyto parametry experimentálně pomocí amplitudové analýzy harmonických kmitů. Tento proces má však svá úskalí a to dostatečnou přesnost snímačů a zabezpečení odfiltrování všech rušivých signálů, aby byly výsledky co nejvíce relevantní. Tyto podmínky nelze při opakovaném měření zajistit.

V praxi se porovnává obecný model s reálním systémem a pomocí tlumení se konstruktéři snaží naladit simulační model tak aby se co nejvíce shodoval s reálním systémem.

Tlumení bylo stanoveno pomocí přibližné metody a to pomocí logaritmického dekrementu útlumu a poměrného útlumu.

Logaritmický dekrement (3.10) je přirozený logaritmus podílu jakýchkoliv dvou po sobě jdoucích výchylek tlumených kmitů (q) vzdálených o periodu (T_D)

$$\delta = \ln \frac{q(t)}{q(t + T_D)} . \quad (3.10)$$

Poměrný útlum D je míra modálního tlumení pro daný mód

$$D = \frac{\delta}{\sqrt{4 \cdot \pi^2 + \delta^2}}, \quad (3.11)$$

který lze jinak zapsat pomocí tlumení, tedy

$$D = \frac{b}{2 \cdot m \cdot \Omega} = \frac{b}{2 \cdot \sqrt{k \cdot m}}, \quad (3.12)$$

Ze vztahů 3.11 a 3.12 získáme vztah pro přibližný výpočet tlumení

$$b = 2\sqrt{k \cdot m} \cdot \frac{\delta}{\sqrt{4 \cdot \pi^2 + \delta^2}} \quad (3.13)$$

pro výpočet translačního tlumení a rotačního tlumení se dosadí požadované koeficienty. U rotačního tlumení se hmotnost m zamění za moment setrvačnosti I .

Logaritmický dekrement útlumu se pohybuje v intervalu 0,001 až 0,004 pro ocelové a litinové materiály. Pro simulace byla zvolena hodnota 0,004.

Hmotnosti jednotlivých součástí byly získány z modelů vytvořených v programu ANSYS.

Pro vazbu nástroj – kleštinový upínač byla zvolena hmotnost pouze nástroje a momenty setrvačnosti byly přepočteny k působišti vazby.

Pro vazbu kleštinový upínač – hřídel byla zvolena hmotnost upínače a nástroje, protože nástroj ovlivňuje chování upínače ve vazbě. Hodnoty momentů setrvačností byly přepočteny k působišti vazby.

Pro zadní ložiska byla hmotnost volena jako dvojnásobek hmotnosti namodelovaného ložiska v programu ANSYS 13. Totéž platí pro momenty setrvačností.

Pro zjednodušení jsou tělesa i vazby dokonale symetrické a ve všech směrech nabývají stejné hodnoty tlumení.

NEVEŘEJNÁ

Tab. 4: Hodnoty tlumení pro vazby a pro zadní ložisko

3.3.4 Vstupní parametry a pracovní oblast

Budícími silami v modelu, s působištěm na špičce nástroje, byly odborným pracovníkem společnosti TOSHULIN zadány řezné síly (Obr. 41) ve tvaru stoupající rampy s omezením 12 kN a na ní nasuperponovaná sinusovka o velikosti amplitudy 500 N s frekvencí omezenou na pracovní oblast zadanou v rozmezí 0 – 1000 Hz. Toto maximální pracovní rozmezí by

bylo v reálním světě, podle vzorce (3.14), vyvolané dvoubřitou frézou a otáčkami o velikosti $30\,000\text{ min}^{-1}$ což daleko přesahuje možnosti řízení předpětí ložiska.

$$n = 60 \cdot \frac{f}{z} = 60 \cdot \frac{1000}{2} = 30000\text{ min}^{-1}, \quad (3.14)$$

kde f je frekvence v Hz a z je počet zubů

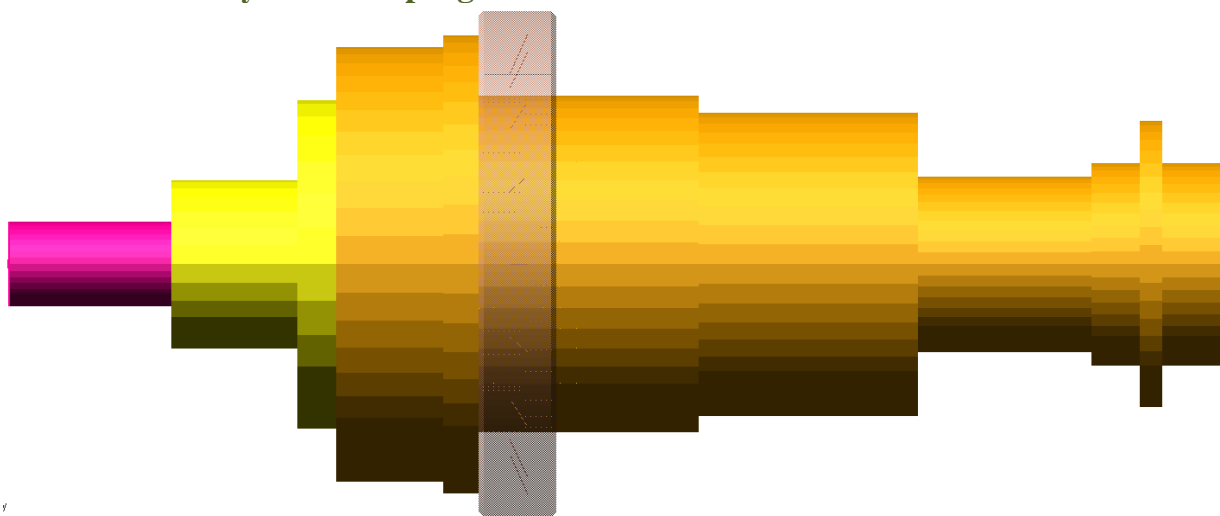
Pro možnosti řízení předpětí, pro shodný počet zubů, byly zvoleny maximální otáčky $18\,000\text{ min}^{-1}$. Maximální pracovní rozsah byl vypočten podle vzorce (3.15),

$$f = \frac{n \cdot z}{60} = \frac{18000 \cdot 2}{60} = 600\text{Hz} \quad (3.15)$$

Pro zajištění bezpečné oblasti a pro nástroje s větším počtem zubů a nižšími otáčkami, bude nadále maximální budící frekvence 1000Hz .

I když nejnižší vlastní frekvence jednotlivých součástí byly vyšší, než 1000Hz není nutné je modelovat jako pružná tělesa. Avšak kvůli zachování dostatečné přesnosti modelu se bude s tělesy nadále počítat jako s pružnými tělesy.

3.3.5 Ložisko vytvořené v programu ANSYS 13



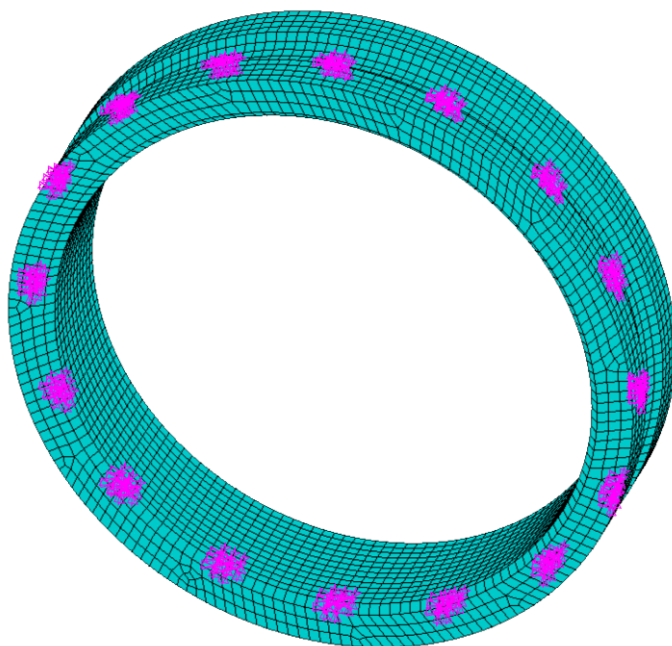
Obr. 22: Model sestavy s ložiskem z programu ANSYS

Původní model (*Obr. 22*), který obsahoval ložisko vytvořené v programu ANSYS nefungoval v programu MSC Adams správně, protože pružiny nepřenášely správně zatížení na vnitřní kroužek ložiska.

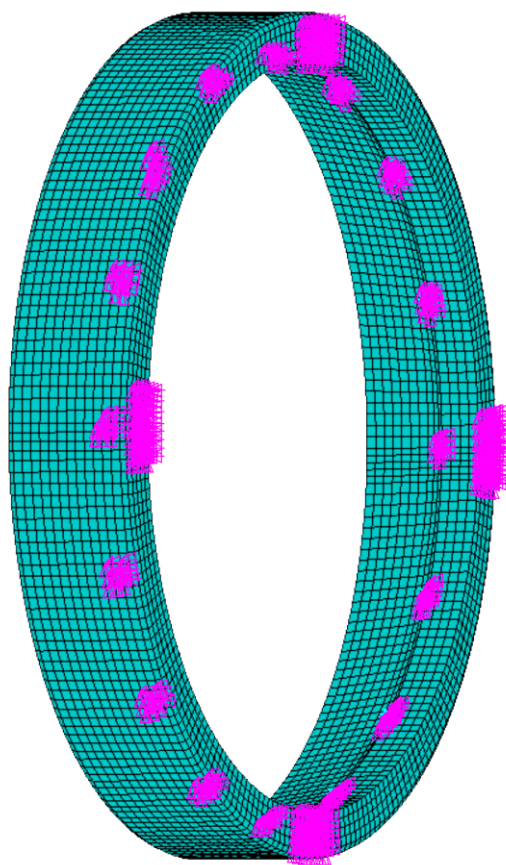
3.3.6 Ložisko vytvořené v programu MSC Adams

Z důvodů uvedených v předchozí kapitole se přistoupilo k vytvoření pružin až v programu MSC Adams (*Obr. 26*). Bylo nutné se opět vrátit do modelovacího prostředí ANSYS a vytvořit nové modely pro ložisko.

Z uvedených důvodů bylo nutné vytvořit model ložiska sestávající pouze z vnitřního (Obr. 23) a vnějšího kroužku (Obr. 24), na kterých byly vytvořeny interface point-y pomocí metody Spider Web pro následné modelování v programu MSC Adams.



Obr. 23: MKP model vnitřního kroužku



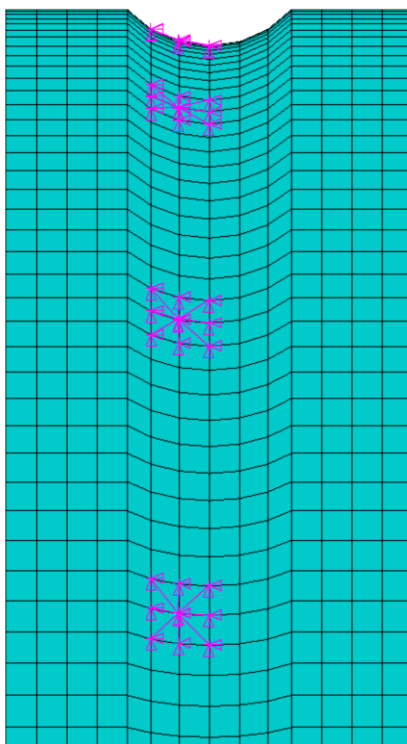
Obr. 24: MKP model vnějšího kroužku

Na obou kroužcích bylo vytvořeno 16 ploch (*Obr. 23-24*) pro vytvoření pružin v programu MSC Adams a na vnějším kroužku jsou vytvořeny 4 plochy pro umístění sil od piezo-aktuátorů. Na ložisku byly také vytvořeny 2 interface point-y pro vazbu s tělesy - jeden pro vnitřní kroužek a druhý pro vnější kroužek.

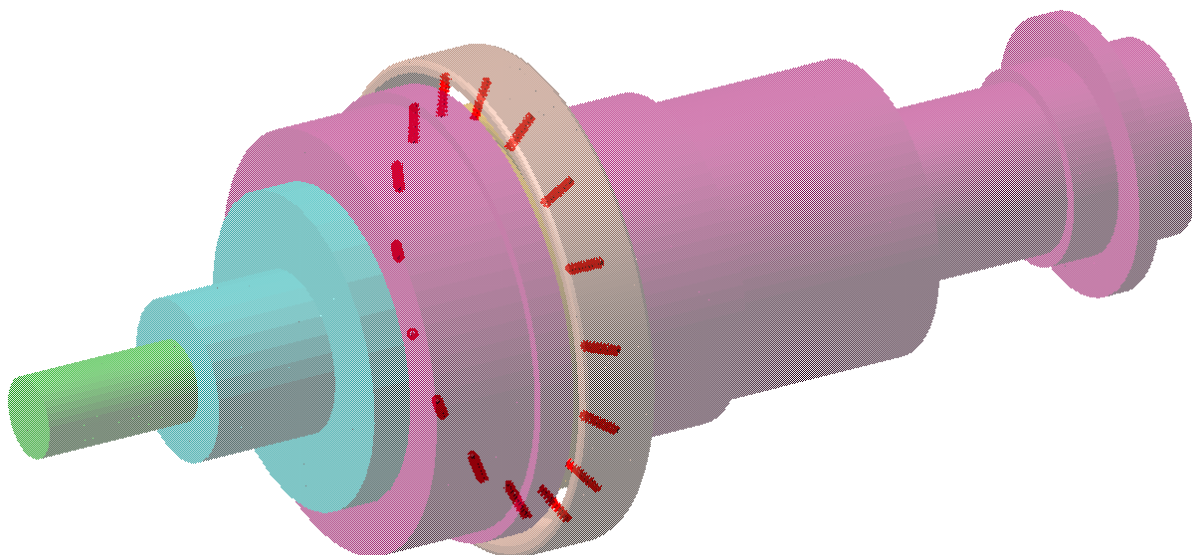
Jak je vidět na obrázku č. 25, styková plocha pro pružiny není bodová, ale představuje malou plošku, což odpovídá reálnému kontaktu kuličky a drážky v kroužku [14]. Přenos zatížení vyvolaného piezo-aktuátorem přes vnější kroužek a pružinu na vnitřní kroužek a naopak lze považovat za dostatečnou náhradu reálného kontaktu kuličky s kroužky ložiska.

Kontaktní úhel ložiska je dle výrobce [15] 25° . Tento kontaktní úhel byl dodržen i při modelování ložisek a vytváření pružin.

Modelování reálného kontaktu ložiska při různém zatížení by bylo příliš zdlouhavé a náročné, proto se přistoupilo k tomuto zjednodušení.



Obr. 25: Detail plošek pro vytvoření interface point-ů pružin



Obr. 26: Vytvoření pružin v MSC Adams

Protože bylo zjištěno, že ani tento model kontaktů v ložisku nefunguje správně [16], byla provedena deformační analýza působení různého předpětí na ložisko.

3.3.7 Problematiky nahrazení kuliček pružinami

V programu ANSYS byl namodelován kontakt mezi kuličkou a kroužkem. Pro zjednodušení modelu byla kulička pružné těleso a kroužek dokonale tuhé těleso. Prostřednictvím kroužku působila na kuličku různě velká předpětí. Z naměřených dat (*Tab. 5, Obr. 28*) pak byla vyhodnocena tuhost kuličky (*Obr. 27*). Na obrázku č. 29 je vidět rozdíl mezi nedeformovaným a deformovaným tvarem při působení síly.

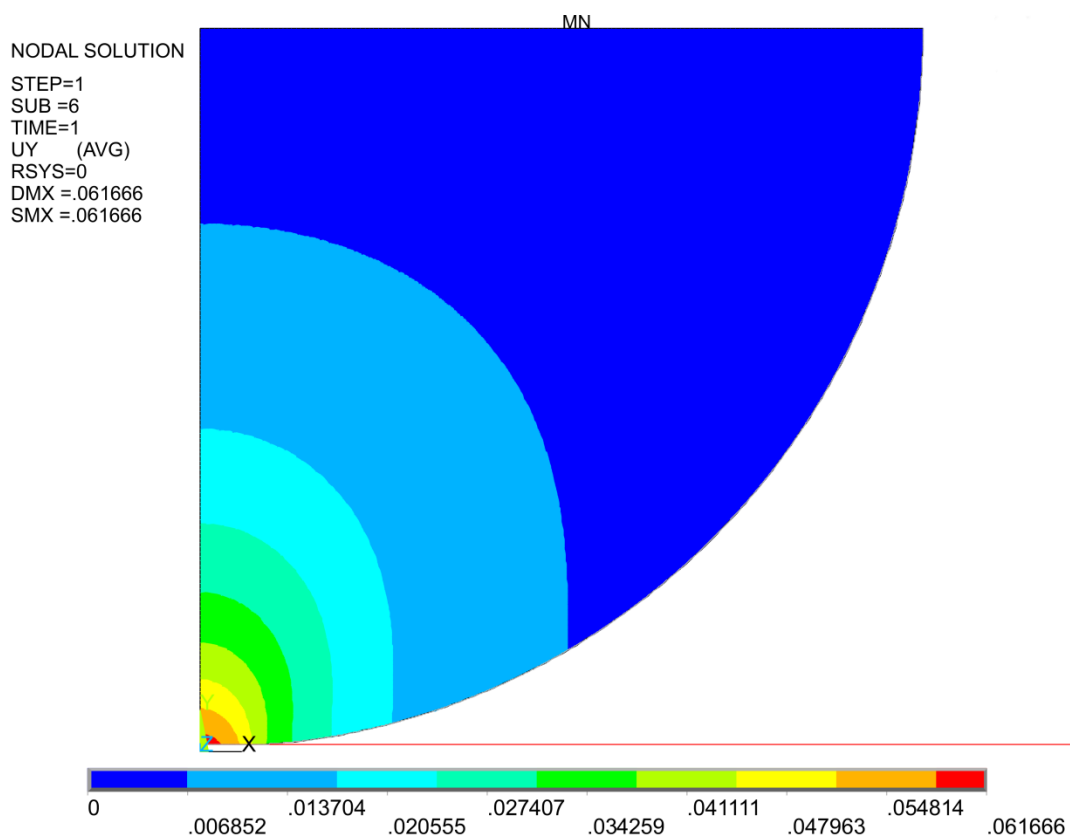
Tuhost se se zvětšováním síly také zvyšovala, z čeho vyplývá že, je možné kuličku nahradit nelineární pružinou.

NEVEŘEJNÁ

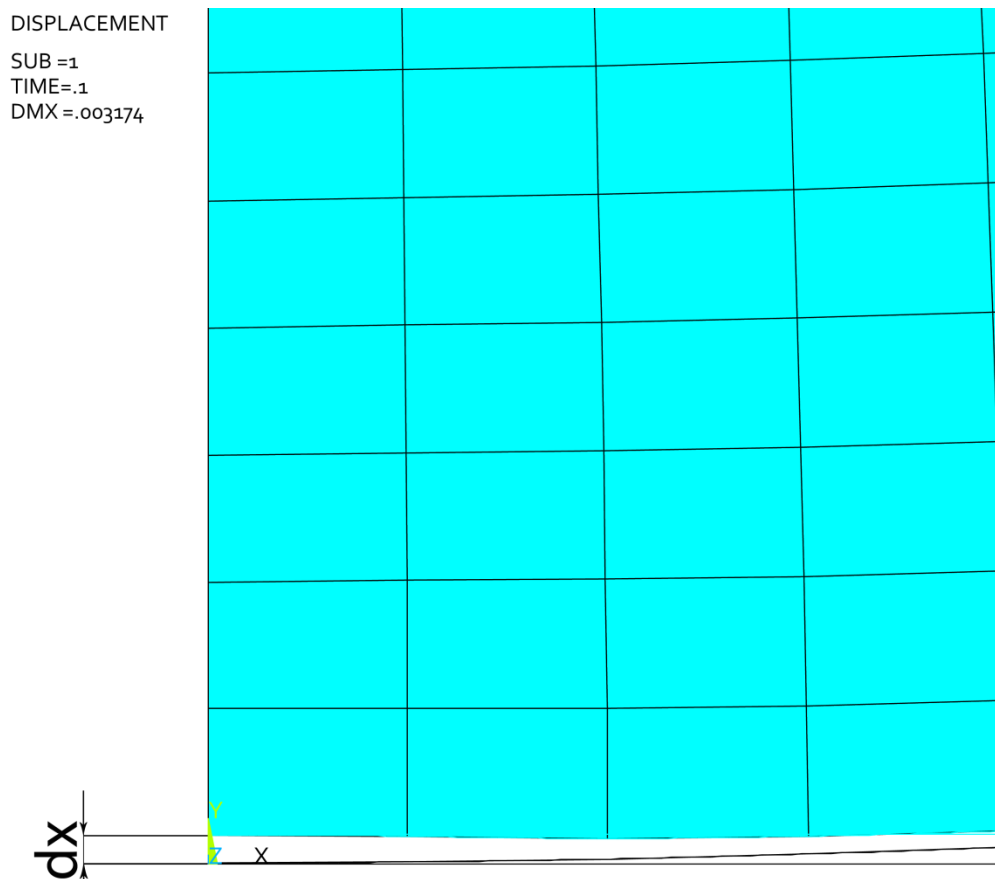
Tab. 5: Naměřené hodnoty z deformační analýzy

~~NEVEŘEJNÝ~~

Obr. 27: Závislost síly a tuhosti na deformaci



Obr. 28: MKP model kontaktu kuličky



Obr. 29: Detail deformace kuličky

Nelineární pružiny je možné poměrně jednoduše namodelovat v programu MSC Adams. Je nutné vytvořit křivku (*Obr. 30*), na jejíž x-ové ose jsou hodnoty deformace v metrech a na svislé ose je síla, která danou deformaci způsobila.

NEVEŘEJNÝ

Obr. 30: Vytvoření křivky v MSC Adams pro nelineární pružiny

Nelinearita v pružinách ovšem funguje pouze jako protisíla s působišťem v pružině a tím tedy není ložisku umožněno správné chování. Při působení přitlačné síly generované piezo-aktuátory se síla nepřenáší přímo z vnějšího kroužku na vnitřní, ale působí proti ní síla v pružině.

3.3.8 Adams/Machinery

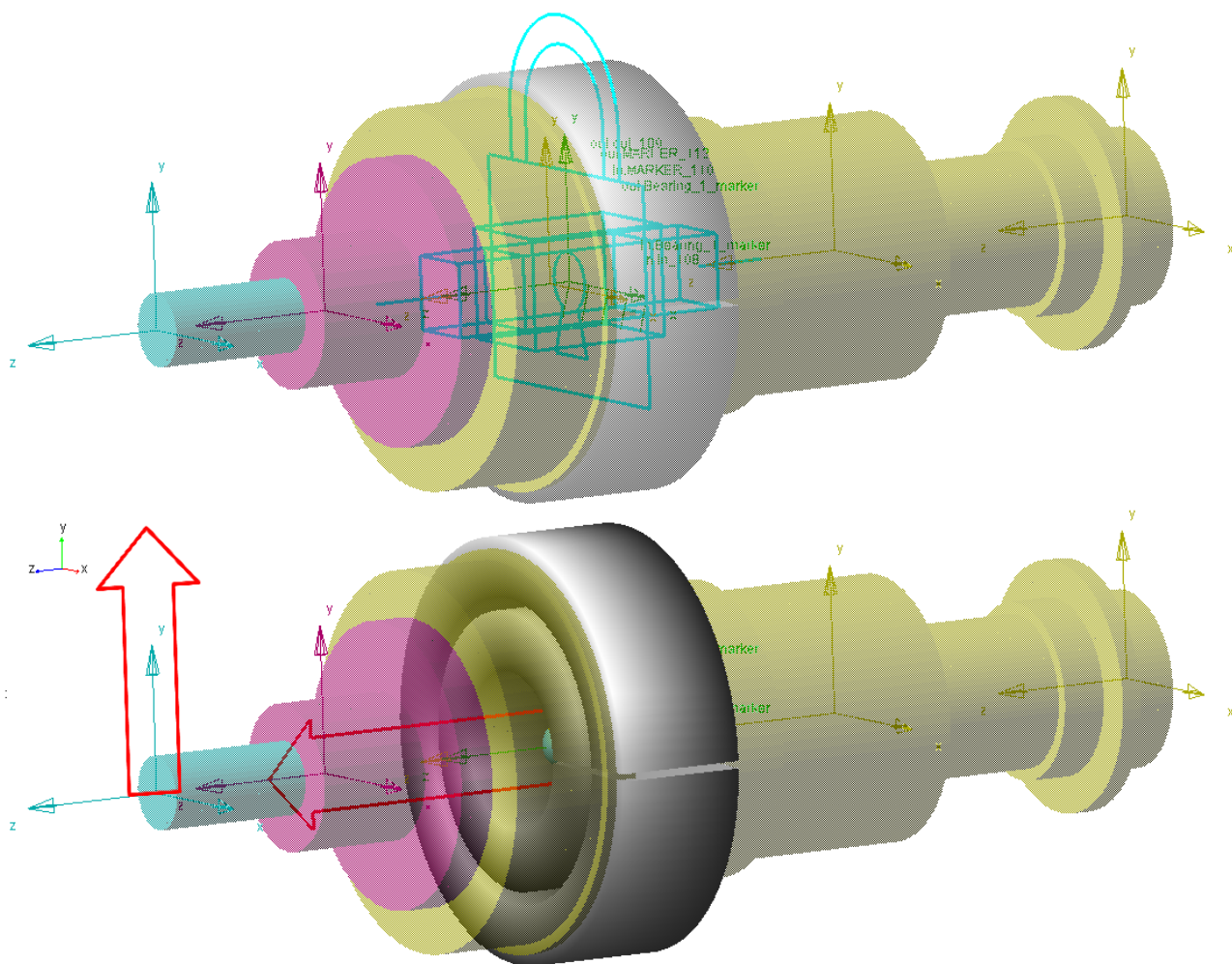
Novinkou v nabídce produktů společnosti MSC Adams, od března tohoto roku, je program MSC Adams 2013 se zabudovaným toolbox-em Adams/Machinery, který je doplněn o modely ložisek. Ve spolupráci s předními výrobci ložisek vytvořili rozsáhlou databázi ložisek různých typů a velikostí. Právě tento toolbox výrazně zjednodušuje práci v programu MSC Adams (Obr. 31).



Obr. 31: Porovnání časové náročnosti [17]

3.3.9 Ložisko vytvořené v toolbox-u Adams/Machinery

V nové verzi programu byl využit právě tento toolbox pro model ložiska. Podle informací poskytnutých v modelu od společnosti TOSHULIN byly vybrány ložiska odpovídající ložiskům v reálném stroji. Ložisko je spojeno s “groundem” prostřednictvím vnějšího kroužku translační vazbou ve směru osy z. S hřídelem bylo ložisko spojeno vazbou ukotvení (Obr. 32). Vnější a vnitřní kroužek už jsou mezi sebou defaultně vázany toolbox-em.



Obr. 32: Zavazbení ložiska v Adams/Machinery a působení předpětí

Adams/Machinery ložisko si při návrhu vytvoří vnitřní a vnější kroužek jako nehmotné, dokonale tuhá tělesa. V každém kroku výpočtu MSC Adams přepočítává zatížení ložiska, vůli, nelineární tuhost,... atd a předikuje životnost ložiska citlivou na zatížení, mazání, rychlosti... atd.

Předpětí je na ložisku realizováno jako síla působící na vnější kroužek ve směru osy Z. Zátěžná síla působící od obrábění má působíště na konci nástroje a působí ve směru osy Y se zápornou hodnotou.

Výsledky zatěžování ložiska různým konstantním předpětím při konstantní síle působící od obrábění a výchylku vnitřního kroužku zobrazuje Obr. 33. Výsledky výchylky špičky nástroje měřené v místě působení řezné síly při stejném rozpětí použitého předpětí zobrazuje Obr. 34.



NEVEŘEJNÝ

Obr. 33: Výchylka vnitřního kroužku při působení různého předpětí v programu MSC Adams



NEVEŘEJNÝ

Obr. 34: Výchylka nástroje při působení různého předpětí v programu MSC Adams

MSC Adams/Machinery skvěle zvládl simulaci ložiska i s požadovanou nelinearitou při různém předpětí jak je vidět na obr. 33 a 34. Tyto výsledky se zatím nejvíce blíží k očekávaným výsledkům a k realitě.

3.3.10 MSC Adams/Control

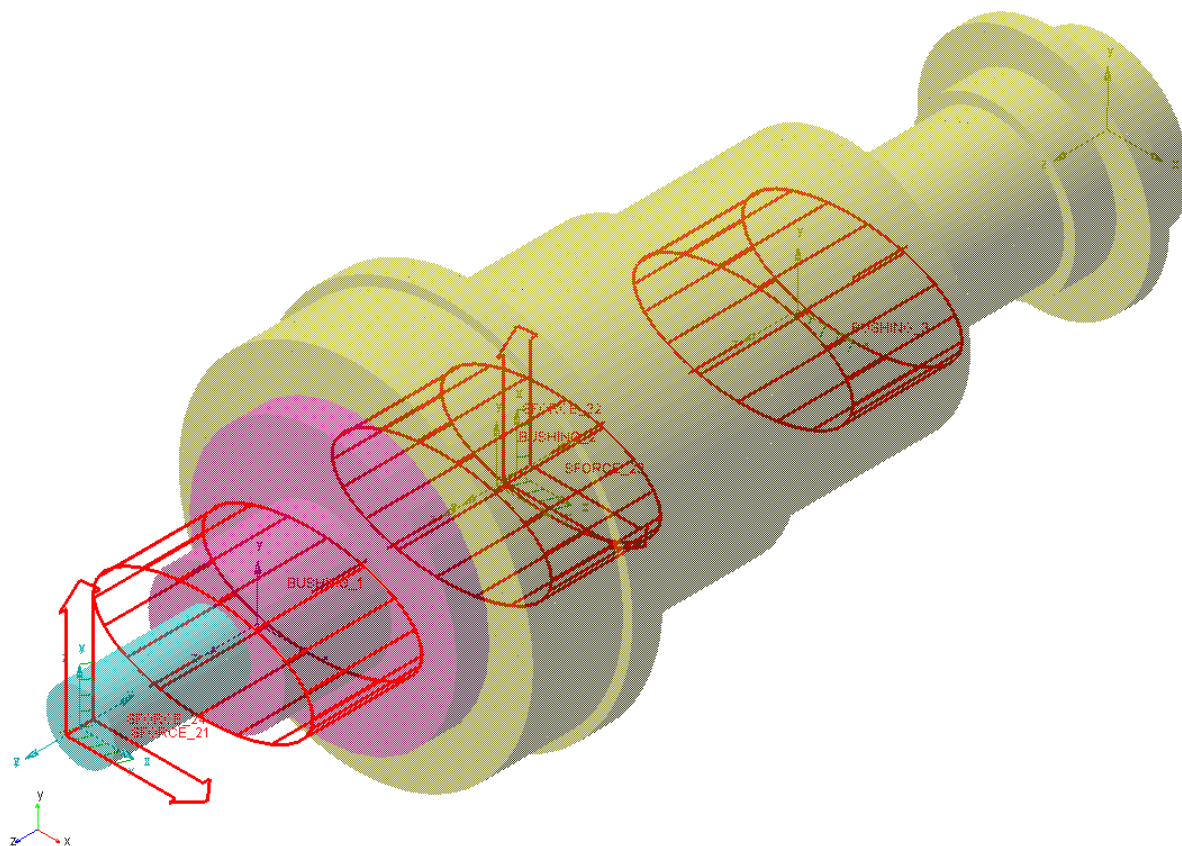
Control Toolbox v programu MSC Adams slouží na přepojení s programem MATLAB/Simulink. V modelu je potřebné vytvořit stavové proměnné, pomocí příkazu “State Variable”, pro vstupy a výstupy systému. Do vstupů je potřeba vložit algebraické proměnné pomocí příkazu VARVAL, který vrací aktuální hodnotu specifikované stavové proměnné. V Control Toolbox se vyberou vstupy a výstupy systému a zvolí se, jestli má vytvořit neline-

ární nebo lineární model. Lineární model vytvoří Linear Time Invariant (LTI) systému se stavovými rovnicemi, které popisují lineární model

$$\begin{aligned}\dot{x} &= Ax + Bu, \\ y &= Cx + Du,\end{aligned}\tag{3.16}$$

Tady ale opět nastává problém. Vytvořením LTI modelu z programu MSC Adams do programu Matlab/Simulink se celý model zlinearizuje, takže se tím ztratí nelinearita modelu ložiska. Tedy model v programu Matlab/Simulink neodpovídá skutečnosti.

Proto se přistoupilo k zjednodušení modelu (*Obr. 35*). Ložisko musí mít konstantní tuhost určenou jako střední hodnotu z naměřených hodnot deformační analýzy. Místo působení síly, vyvolané piezo-aktuátory ve směru osy z, se přistoupilo k přímému působení sil ve směru osy x a y. Aby bylo možné zjistit velikost síly vyvolané piezo-aktuátorem, musí být zaveden předpoklad konstantního kontaktního úhlu 25° v ložisku. Za tohoto předpokladu je možné přepočíst sílu působící na ložisko z osy z do osy x a y.



Obr. 35: Model finální sestavy se stykovými tuhostmi a působíšti sil

Vstupními hodnotami pro model byly zadány řezné síly pro směry x a y, a přítláčné síly vyvolané piezo-akturátorem v osách x a y.

Jako výstupy z modelu byly zadány výchylky nástroje v osách x a y, a výchylky ložiska v osách x a y.

3.3.11 Adams/Vibration

Podle Adams/Vibration, jsou první vlastní frekvence systému $691,9 \text{ Hz}$ a 2415 Hz . Druhá vlastní frekvence je dostatečně vysoká, takže ji lze považovat za nepodstatnou, protože nebude nijak zásadně ovlivňovat chování modelu ve stanoveném frekvenční pásmu $0 - 1000 \text{ Hz}$. Původní návrh modelovat všechna tělesa jako pružná tělesa byl správný. Maximální budící frekvence pro dvoubřítý nástroj při 18000 min^{-1} je 600 Hz avšak vícebřité nástroje už při nižších otáčkách dosáhnou frekvenci až 1000 Hz .

4 Řízení – Matlab/Simulink

Převod z programu ANSYS do programu MSC Adams vytváří pro každý bod rozhraní 6 dalších vlastních frekvencí v 6 stupních volnosti. Tedy jednu vlastní frekvenci pro každý stupeň volnosti jednotlivých bodů rozhraní. Navíc vytváří vlastní frekvence i mezi dvěma body rozhraní. Proto LTI model, vytvořený v Adams/Control, obsahuje velké množství vlastních frekvencí vysokého řádu, které by byly obtížně změřitelné a příliš neovlivní chování systému v pracovním rozsahu. Z toho důvodu byl v programu Matlab vytvořen zredukovaný LTI systém původního LTI systému.

Původní LTI model obsahoval stavové matice vysokého řádu: A 186x186, B 186x4, C 4x186 a D 4x4. Proto je nutné model zredukovat tak, aby ještě dostatečně přesně dokázal zachovat vlastnosti původního systému. Původní systém se podařilo zredukovat na matice A_{red} 60x60, B_{red} 60x4, C_{red} 4x60 a D_{red} 4x4.

4.1.1 Redukce

Aby bylo možné z matice A , vytvořenou programem Adams/Control, zjistit velikosti tlumení a vlastních frekvencí, je nutné ji upravit pomocí příkazu “*canon*” [18]. Ten transformuje lineární model do stavového modelu v modální formě kanonického tvaru (*Obr. 36*). To znamená, že vytvoří blokovou diagonální matici 6x6 s rozměrem bloku 2x2 pro komplexní vlastní čísla. Na hlavní diagonále jsou záporné hodnoty tlumení pro danou frekvenci σ a na vedlejší diagonále každého bloku jsou komplexně sdružené vlastní frekvence ω

$$\begin{bmatrix} \sigma_1 & \omega_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\omega_1 & \sigma_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_2 & \omega_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\omega_2 & \sigma_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \sigma_3 & \omega_3 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\omega_3 & \sigma_3 \end{bmatrix}$$

Obr. 36: Matice v kanonickém tvaru

V tomto případě byl použit algoritmus prohledávání, který vyhledal a seřadil matici A podle vlastních frekvencí při zachování kanonického tvaru tak, aby při nalezení nejnižší frekvence přenesl celou buňku na požadované místo na diagonále. Zároveň přesunul i hodnoty odpovídajících umístění v maticích B , C a D . Tento algoritmus zajistil použití prvních vlastních frekvencí.

Aby nově vytvořený, zredukovaný model byl schopen dostatečně přesně zachovat vlastnosti původního systému, bylo nutné vybrat právě prvních 30 vlastních frekvencí. Následně byl znovu vytvořen LTI model ze zredukovaných stavových matic.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= A_{red}x + B_{red}u \\ y &= C_{red}x + D_{red}u \end{aligned} \tag{4.1}$$

~~NEVEŘEJNÁ~~

Tab. 6: Porovnání vlastních frekvencí původního modelu a zredukovaného

Na základě údajů z tabulky 6 a porovnání výstupů modelů (Obr. 37) je možné prohlásit zredukovaný model za ekvivalentní k původnímu modelu.

~~NEVEŘEJNÝ~~

Obr. 37: Porovnání originálního a zredukovaného modelu

4.1.2 Piezo-aktuátor

Hodnoty pro model piezo-aktuátoru byly vybrány z katalogu výrobce [19], konkrétně typ PICA™-Stack Actuators model P-045.90. Model piezo-aktuátoru je popsán základní lineární rovnicí [20]

$$\Delta l_p = s_{33}^E \cdot \frac{l_p}{A_p} \cdot F_s + d_{33} \cdot n_p \cdot u_p, \quad (4.2)$$

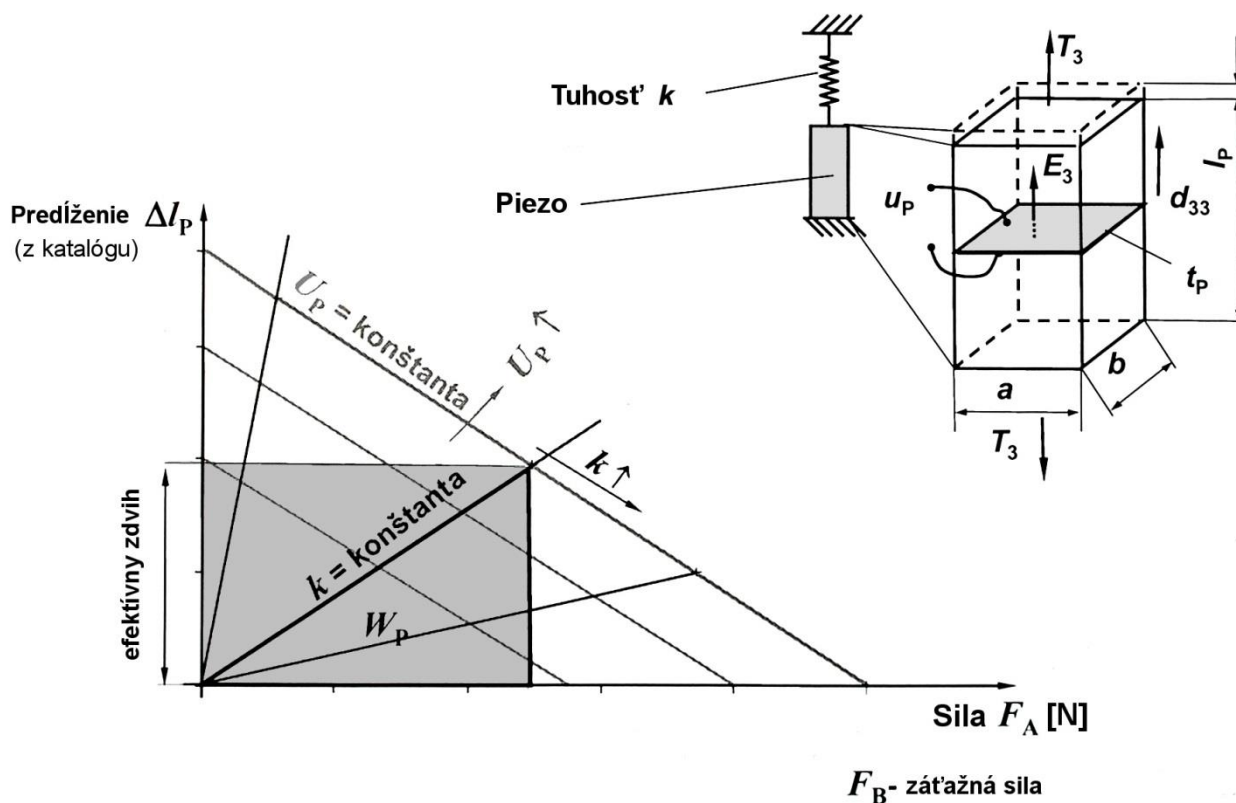
kde Δl_p je prodloužení, l_p je délka, A_p je plocha piezo-aktuátoru, s_{33}^E je elastická poddajnost, F_s je blokovácí síla, d_{33} je koeficient piezoelektrické deformace, n_p je počet dílků ze kterých se skládá piezo-aktuátor a u_p je napětí.

Pro návrh PID regulátoru pro piezo-aktuátory se uplatnil zákon řízení pro u_p

$$u_p = r_p \cdot \Delta l_p + r_i \int_0^t \Delta l_p d\tau + r_d \cdot \Delta l_p \frac{d}{dt}, \quad (4.3)$$

kde r_p je zesílení složky P a r_i je zesílení složky I a r_d je zesílení složky D

Při tvorbě modelu piezo-aktuátoru se vycházelo z lineární závislosti mezi prodloužením a blokovácí silou (Obr. 38)

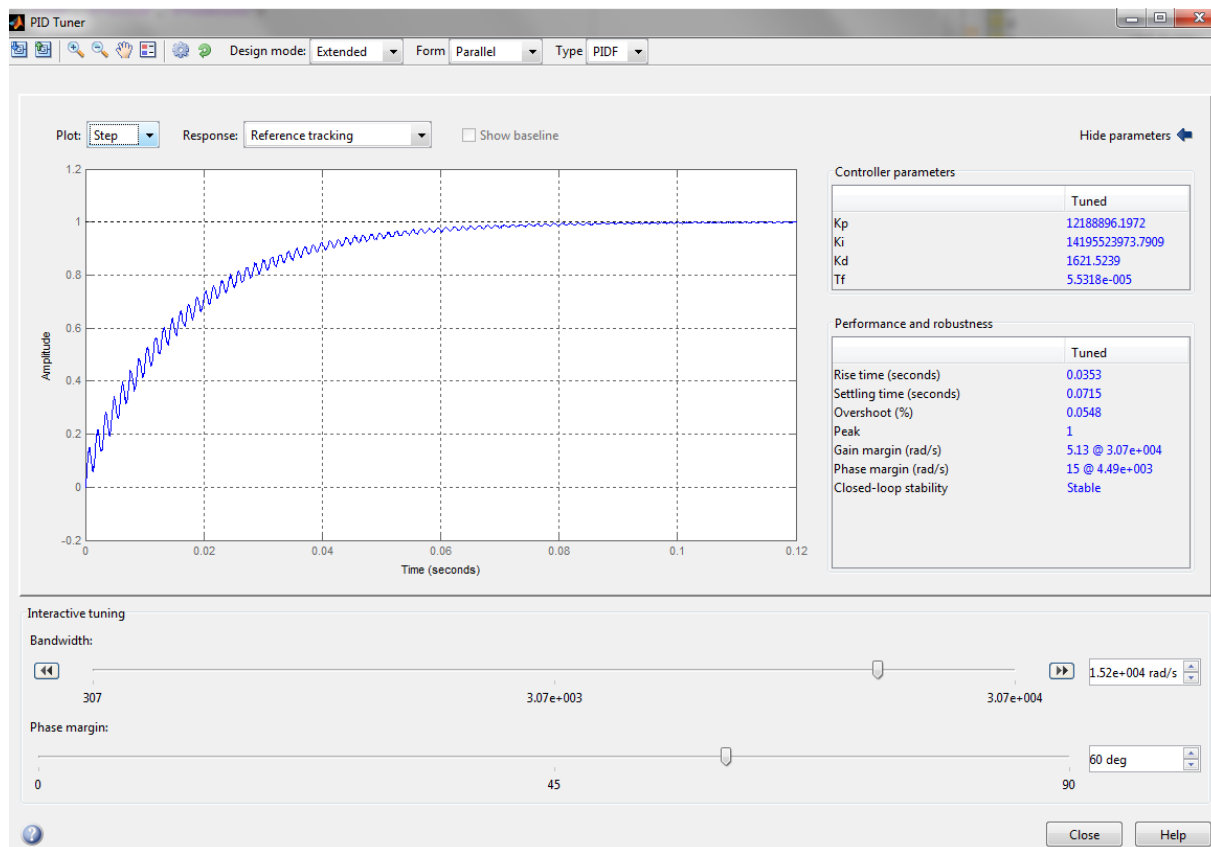


Obr. 38: Lineární závislost prodloužení piezo-aktuátoru na blokovácí síle [7]

4.1.3 PID Tuner

Pro každý piezo-aktuátor byl vytvořen PID regulátor a pro kompenzaci vychýlení hřídele v místě předního ložiska byl taky vytvořen PID regulátor pro řízení velikosti síly působící proti ložisku. Hodnoty jednotlivých složek PID regulátoru byly zjištěny pomocí nástroje "PIDTool" (Obr. 39), který je implementovaný v programu Matlab.

Nejlépe se soustava chovala s regulátorem typu PIDF. Jedná se o filtrovaný PID regulátor, který pomocí filtru prvního řádu filtruje D složku regulátoru. Fázová bezpečnost byla nastavena na 60°. Vyšší hodnoty by způsobily zlepšení stability a překmit, ale vedlo by to na delší dobu ustálení. Hodnoty pro PID regulátor piezo-aktuátoru byly převzaty z [7].



Obr. 39: Nastavení nástroje PID Tool

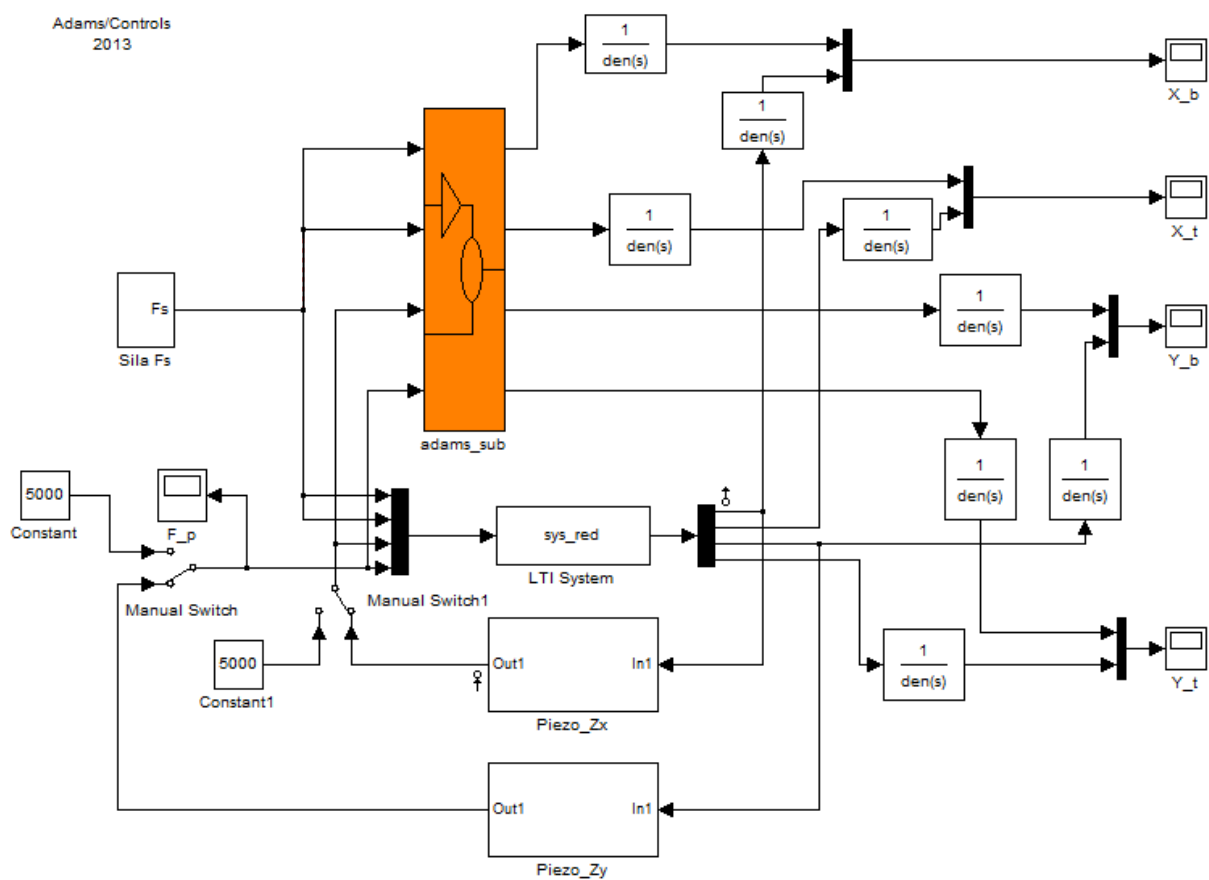
4.1.4 Simulink

V modelovacím prostředí Matlab/Simulink byl následně vytvořen model redukovaného systému LTI, piezo-aktuátoryů a řízení jak je vidět na Obr. 40. Model piezo-aktuátorů a řízení pomocí PID byl převzat z [7]. Do modelu řízení byl také zakomponován přepoččet síly vyvolané piezo-aktuátorem ve směru osy z na ložisko ve směrech x a y. Také byla v modelu zahrnuta tuhost ložisek.

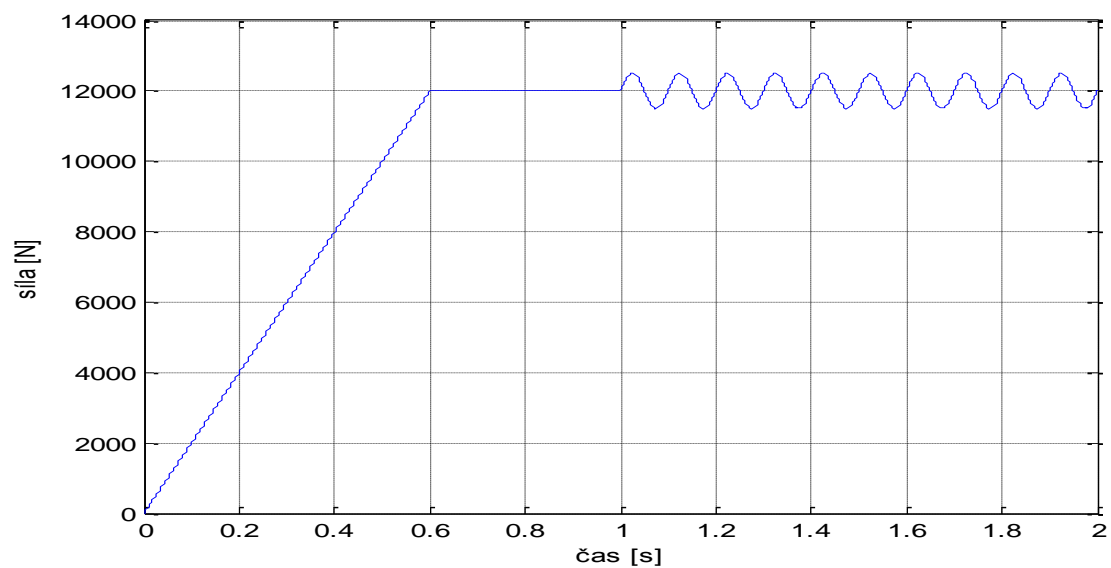
V modelu bylo nutné vyhladit průběhy signálů pomocí filtrů, které odfiltrovali vysoké vlastní frekvence. Byl použit filtr prvního řádu nastavený jako dolní propust. K vytvoření tohoto filtru byl využit bloček "Transfer function", který byl nastaven tak (4.4), aby odfiltroval všechny frekvence vyšší než, je pracovní oblast

$$Tf = \frac{1}{\frac{1}{1000 * 2 * \pi} s + 1}. \quad (4.4)$$

Na obrázku 40 je vidět model řízení celého systému v programu Matlab/Simulink. Tento model obsahuje pro porovnání jak originální model, tak zredukovaný model.



Obr. 40: Model řízení v programu Matlab s redukováným a neredukovaným modelem



Obr. 41: Průběh řezných sil

4.1.5 Vyhodnocení modelu v časové oblasti

Na Obr. 42 je vidět vychýlení ložiska ve směru x při působení zátěžné síly ve směru y . Výchylka je velmi malá (v řádů $1E-10$), je tedy možné považovat tuto výchylku za nulovou. A na Obr. 43 je vidět vychýlení nástroje při stejném zatížení. Tady se výchylka pohybuje v řádu $1E-7$, takže je taky možné ji považovat za hodnotu blízkou nule.

~~NEVĚŘEJNÝ~~

Obr. 42: Výchylka ložiska ve směru x (nezatížen) při zatížení ve směru y (zatížen)

~~NEVĚŘEJNÝ~~

Obr. 43: Výchylka nástroje ve směru x (nezatížen) při zatížení ve směru y (zatížen)

Na obrázku č. 44 a 45 je vidět porovnání výchylek ložiska a nástroje při užití různého předpětí. Pro porovnání aplikovaného předpětí byly použity hodnoty konstantního předpětí 0N, 5 000N a řízené předpětí. Na těchto obrázcích je vidět amplituda vychýlení ložiska a nástroje při různém způsobu aplikovaného předpětí.

NEVEŘEJNÝ

Obr. 44: Výchylka ložiska ve směru x (zatížen) při různém předpětí

NEVEŘEJNÝ

Obr. 45: Výchylka nástroje ve směru x (zatížen) při různém předpětí

Na obrázku č. 46 je vidět průběh akční veličiny na jednotlivých piezo-aktuátorech při buzení frekvencí 600 Hz. A na obrázku č. 47 je vidět vychýlení ložiska při působení maximální obráběcí síly pro 18 000 ot/min

NEVEŘEJNÝ

Obr. 46: Průběh akčního zásahu na piezo-aktuátor pro buzení 600Hz

NEVEŘEJNÝ

Obr. 47: Výchylka ložiska ve směru x (zatížen) při pracovním buzení 600Hz

Na obrázcích 48 a 49 je možné vidět vychýlení ložiska a nástroje při první vlastní frekvenci 52,9 Hz, kterou vyvolalo použití zpětné vazby řízení piezo-aktuátorů. Frekvenční charakteristika piezo-aktuátoru je na obrázku č. 50.

~~NEVEŘEJNÝ~~

Obr. 48: Výchylka ložiska při buzení vlastní frekvenci 52,9Hz ve směru x(zatížen)

~~NEVEŘEJNÝ~~

Obr. 49: Výchylka nástroje při vlastní frekvenci 52,9Hz ve směru x (zatížen)

~~NEVEŘEJNÝ~~

Obr. 50: Frekvenční charakteristika piezo-aktuátorů

Na obrázcích č. 51 a 52 je vidět výchylku ložiska a nástroje při první vlastní frekvenci modelu 691 Hz. Jak je vidět z grafů výchylka při této frekvenci je značně markantnější než při jiných frekvencích. Nedoporučuje se budit soustavu touto frekvencí.

~~NEVĚŘEJNÝ~~

Obr. 51: Výchylka ložiska při vlastní frekvenci 691Hz ve směru x (zatížen)

~~NEVĚŘEJNÝ~~

Obr. 52: Výchylka nástroje při vlastní frekvenci 691Hz ve směru x (zatížen)

Na obrázku č. 53 je porovnání velikosti amplitudy kmitání při použití konstantního předpětí a řízeného aktivního předpětí. Jak je vidět řízené předpětí snižuje amplitudu kmitů.

NEVEŘEJNÝ

Obr. 53: Porovnání amplitudy kmitání na nástroji při řízeném a neřízeném modelu

Na obrázku č. 54 je vidět porovnání amplitudy kmitů při pracovním a maximálním buzení. Jak je vidět z obrázku, použití vyšších frekvencí snižuje velikost amplitudy kmitů.

NEVEŘEJNÝ

Obr. 54: Porovnání amplitudy kmitání na nástroji při různém buzení

Na obrázku č. 55 je vidět amplitudu kmitů ložiska při maximálním buzení 1000 Hz.

NEVEŘEJNÝ

Obr. 55: Výchylka ložiska při maximálním pracovním buzení 1000Hz ve směru x(zatížen)

4.1.6 Vyhodnocení modelu ve frekvenční oblasti

Na následujících obrázcích je uvedeno zhodnocení ve frekvenční oblasti. Na obrázku č. 56 je srovnání frekvenční analýzy modelů bez řízení a s řízením. Vlastní frekvence 52,9 Hz je tvořena modelem řízení a piezo-aktuátory. První vlastní frekvence mechanického modelu je stejná pro oba modely.

NEVEŘEJNÝ

Obr. 56: Porovnání frekvenční charakteristiky řízeného a neřízeného modelu

Na obrázku č. 57 je vidět srovnání frekvenční analýzy buzení nástroje na výchylce nástroje. Jak je vidět řízený model obsahuje jak rezonanční frekvence, tak anti-rezonanční frekvence. Frekvenční charakteristika řízeného modelu se shoduje s neřízeným.

NEVEŘEJNÝ

Obr. 57: Porovnání frekvenční charakteristiky řízeného a neřízeného modelu

Na obrázku č. 58 je zobrazena frekvenční charakteristika modelu při zatížení ložiska.

NEVEŘEJNÝ

Obr. 58: Frekvenční charakteristika při zatížení ložiska předpětím

5 Závěr

V této diplomové práci bylo zhodnoceno aktivní řízení předpětí pomocí piezo-aktuátorů. Na základě dodaného modelu hlavy obráběcího stroje, který byl značně zjednodušený o prvky, které neovlivňují samotné chování stroje, byl namodelován mechanický model stroje skládající se ze spojeného hřídele, kleštinového upínače, nástroje a ložisek. Všechny části byly prvně namodelovány z tuhých těles v programu SolidWorks 2011.

Pro zjištění jednotlivých hmotností, momentů setrvačnosti a vlastních frekvencí byli jednotlivé modely znovu namodelovány pomocí konečně prvkové sítě, v programu ANSYS 13 Classic. Modelům byla pro výpočet zadána hustota, Poissonovo číslo a modul pružnosti v tahu.

Aby se s tělesy mohlo pracovat v multi-body systému MSC Adams, bylo nutné vytvořit v programu ANSYS tzv. Spider web, který vytvořil Interface point-y pro exportování modelů do programu MSC Adams. V tomto programu byla tělesa vázána pomocí stykových tuhostí a zadní pár ložisek byl nahrazen pružnou vazbou Bushing.

Přední ložisko bylo postupně vytvořeno ve všech simulačních programech, ale jeho vlastnosti odpovídaly reálným až v programu Adams/Machinery, který byl implementován plugin přímo v programu MSC Adams. Tento model pracoval správně, protože v každém kroku výpočtu přepočítával hodnoty reakčních sil a upravoval nelineární tuhost tvořenou aplikovaným předpětím na kuličkách.

Aby bylo možno aplikovat lineární metody řízení a využít lineární řídicí člen, bylo nutno vytvořit lineární model systému LTI. Proto se přistoupilo k vytvoření modelu s přímým působením piezo-aktuátorů na hřídel pomocí lineární tuhosti ložiska získané z deformační analýzy kuličky a přepočtené síly vyvolané piezo-aktuátory.

Vytvořený model nezměnil frekvenční charakteristiku k lepšímu, jak se očekávalo, dokonce přidal jednu vlastní frekvenci od zpětné vazby řízení. Ke zlepšení řízení by došlo zvětšením šířky pásma regulačního členu. Tím by se právě odstranily nižší frekvence a zároveň byly utlumeny vyšší frekvence. Tenhle stav je způsoben tím, že se při tvorbě lineárního modelu z programu MSC Adams nepřenesla nelinearita ložiska. Právě nelineární tuhost ložiska by ovlivnila vlastní frekvence a posunula by je do vyšších hodnot. Řízený model však dokázal zmenšit amplitudu kmitů vytvářených při obrábění, což lze považovat za dostatečné zlepšení celého procesu obrábění.

Zpřesnění simulačního modelu je možné zařazením nelineárního chování ložiska do modelu a použití co-simulace mezi programem MSC Adams 2013 a Matlab/Simulink. Jde o vytvoření nelineárního modelu ložiska v programu MSC Adams/Machinery a jeho řízení prostřednictvím programu Matlab/Simulink v každém kroku výpočtu. Takto by byly zachovány všechny vlastnosti systému bez redukce a navíc by bylo možné řídit model v každém kroku výpočtu i pomocí PID regulátoru.

Seznam použitých symbolů

L_{10}	– únavová životnost [10^6 cyklů]
X	– součinitel dynamického radiálního zatížení [–]
Y	– součinitel dynamického axiálního zatížení [–]
F_R	– radiální zatížení [N]
F_A	– axiální zatížení [N]
P_r	– dynamické ekvivalentní zatížení [–]
ε	– parametr [–]
n	– otáčky [ot/min]
k_f	– translační tuhost [N/m]
l	– délka spoje [m]
D_e	– ekvivalentní průměr [m]
k_{sn}	– styková tuhost [N/m]
d	– průměr [m]
k_φ	– rotační tuhost [N/m]
δ	– logaritmický dekrement [–]
D	– míra modálního tlumení [–]
b	– tlumení [Ns/m]
Ω	– vlastní frekvence [Hz]
k	– tuhost [N/m]
m	– hmotnost [kg]
f	– frekvence [Hz]
z	– počet zubů [–]
F_s	– síla působící na piezo aktuátor [N]
Δl_p	– prodloužení piezo aktuátoru
d_{33}	– deformační koeficient piezo aktuátoru [m/V]
n_p	– počet vrstev piezo aktuátoru [–]
u_p	– operační napětí piezo aktuátoru [V]
s_{33}^E	– elastický koeficient posunutí piezo aktuátoru [m^2/N]
l_p	– délka modulu piezo aktuátoru [m]
A_p	– obsah průřezu piezo aktuátoru kolmého na os posunutí [m^2]
r_p	– řídicí složka P regulátoru [–]
r_i	– řídicí složka I regulátoru [–]
r_d	– řídicí složka D regulátoru [–]

Bibliografie

- [1] JIANG, Shuyun a Hebing MAO. Investigation of variable optimum preload for a machine tool spindle. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. 2010, vol. 50, issue 1, s. 253-259. DOI: 10.1016/j.ijmachtools.2009.10.001.
- [2] CHOI, Chi-Hyuk, Choon-Man LEE, A. MOLINARI a S. WITT. A variable preload device using liquid pressure for machine tools spindles. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*. 2012, vol. 13, issue 6, s. 1009-1012. DOI: 10.1007/s12541-012-0131-2.
- [3] Denkena B, Götz T (2004) Effects of a Preload Control Unit on Machine Tool Spindles. *Production Engineering* 11(2):175-178
- [4] HWANG, Young Kug a Choon Man LEE. Development of a newly structured variable preload control device for a spindle rolling bearing by using an electromagnet. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. 2010, vol. 50, issue 3, s. 781-787. DOI: 10.1016/j.ijmachtools.2009.12.002.
- [5] KIM, Dong Hyeon a Choon Man LEE. A study on the development of a new conceptual automatic variable preload system for a spindle bearing. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 2012, vol. 65, 817-824. DOI: 10.1007/s00170-012-4219-8.
- [6] HWANG, Young Kug a Choon Man LEE. Development of automatic variable preload device for spindle bearing by using centrifugal force. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. 2009, vol. 49, issue 10. DOI: 10.1016/j.ijmachtools.2009.04.002.
- [7] CYPRIAN, R. *Aktivní řízení předpětí jednotek vřeten obráběcích strojů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 43 s. Vedoucí bakalářské práce doc. RNDr. Ing. Tomáš Březina, CSc.
- [8] Cao, H., Holkup, T., & Altintas (2011). A comparative study on the dynamics of high speed spindles with respect to different preload mechanisms. *International Journal of Advanced manufacturing Technology*, stránky 871-883.
- [9] ALTINTAS, Y., C. BRECHER, M. WECK a S. WITT. Virtual Machine Tool. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*. 2005, vol. 54, issue 2, s. 495-499. DOI: 10.1016/S0007-8506(07)60022-5.
- [10] MT nástroje. (2013). Získáno dnes 23.05.2013 z MT : <http://www.i-frezy.cz>
- [11] Cao, H., Holkup, T., Chen, X. & He, Z. Study of characteristic variations of high-speed spindles induced by centrifugal expansion deformations. *Journal of Vibroengineering*, 2012, vol. 14, no. 3, s. 1278-1291.
- [12] Salgado, M. A., López de Lacalle, L. N., Laminkiz, A., Muñoa, J., & Sánchez, J. A. (2004). Evaluation of the stiffness chain on the deflection of end-mills under cutting forces. *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 45 (2005), stránky 727-739.
- [13] BRENÍK, P., PÍČ, J., Obráběcí stroje, Konstrukce a výpočty

- [14] ANTOINE, J -F., G. ABBA, A. MOLINARI a S. WITT. A new proposal for explicit Angel calculation in angular contact ball bearing. *Journal of Mechanical Design*. 2006, vol. 128, issue 2, s. 495-499. DOI: 10.1115/1.2168467.
- [15] SKF. (2013). Získáno 23. 05 2013, z SKF: <http://www.skf.com/portal/skf/home>
- [16] Gunduz, A., Dreyer, J. T., & Singh, R. (2012). Effect of bearing preloads on the modal characteristic of a shaft-bearing assembly: Experiments on double row angular contact ball bearings. *Mechanical Systems and Signal Processing* 31, stránky 176-195.
- [17] MSC Software (2013). Získáno 23. 05 2013, z: <http://www.mscsoftware.com/>
- [18] MathWorks (2013). Získáno 23. 05 2013, z MathWorks <http://www.mathworks.com/help/control/ref/canon.html#bsq6mph>
- [19] Piceramic (2013). Získáno 23. 05 2013, z Piceramic <http://www.piceramic.com/index.php>
- [20] Neugebauer, R., Wittstock, V., & Drossel, W. G. (2011). Werkzeugmaschinen-Mechatronik. *Institut für Werkzeugmaschinen und Produktionsprozesse*

Přílohy

Obsah CD:

- CYPRIAN_Aktivní_řízení_předpětí_hlavy_obráběcího_stroje_VEŘEJNÁ.pdf - Elektronická forma diplomové práce